



**2011**

**INGENIERÍA INDUSTRIAL  
(DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA  
TÉRMICA Y DE FLUIDOS).**

**UNIVERSIDAD CARLOS III  
DE MADRID**

**[PFC: DISEÑO DE UNA INSTALACIÓN SOLAR TÉRMICA  
CON APLICACIONES DE ACS, CALEFACCIÓN Y  
CLIMATIZACIÓN PARA UN EDIFICIO SITUADO EN  
SEGOVIA.]**

**AUTORA: VANESA MARTÍN MARTÍNEZ.**

**DIRECTOR: PEDRO ACISCLO RODRÍGUEZ AUMENTE.**

AGRADECIMIENTOS	7
GLOSARIO DE TÉRMINOS	8
ÍNDICE DE FIGURAS	21
ÍNDICE DE GRÁFICOS	25
ÍNDICE DE TABLAS	27
1 INTRODUCCIÓN	33
<b>1.1 Consumo Energético Actual</b>	<b>33</b>
1.1.1 Consumo mundial de energía primaria	33
1.1.2 Consumo español de energía primaria	34
1.1.2.1 Distribución del consumo de energía por sectores (Europa/España).	37
1.1.2.1.1 Sector del transporte	37
1.1.2.1.2 Sector residencial	38
<b>1.2 Cambio climático</b>	<b>40</b>
1.2.1 Clima de España y tendencias	41
<b>1.3 Emisiones Mundiales de CO<sub>2</sub></b>	<b>42</b>
<b>1.4 ¿Se podría abastecer a toda la humanidad mediante las energías renovables?</b>	<b>43</b>
<b>1.5 RoadMap 2050</b>	<b>44</b>
1.5.1 Estimaciones de RoadMap 2050 con respecto al consumo producido en las viviendas	49
<b>1.6 Arquitectura bioclimática: Una herramienta para conseguir buenas eficiencias energéticas</b>	<b>50</b>
1.6.1 Arquitectura solar pasiva	51
1.6.1.1 Elementos arquitectónicos específicos para captar energía solar	53
1.6.2 Energía solar activa	55
1.6.3 ¿Cómo podemos conseguir un mayor aprovechamiento de energía solar por métodos pasivos en viviendas no construidas siguiendo los principios de la arquitectura solar pasiva?	57
<b>1.7 Energías renovables en España</b>	<b>59</b>
2 MOTIVACIÓN Y OBJETIVOS	62
<b>2.1 Motivación</b>	<b>62</b>
<b>2.2 Objetivos</b>	<b>63</b>
3 DESCRIPCIÓN DE LA EDIFICACIÓN	65
4 DATOS CLIMÁTICOS EN LA UBICACIÓN DEL EDIFICIO (SEGOVIA)	68
5 CAPTADORES SOLARES	72
<b>5.1 Tipos de captadores solares</b>	<b>72</b>
<b>5.2 El colector solar plano. Descripción de sus principales componentes</b>	<b>74</b>
5.2.1 Convertidor (o absorbedor)	74
5.2.2 Cubierta transparente	75
5.2.3 Circuito de fluido térmico	76
5.2.4 Aislamiento térmico	77
5.2.5 Caja	77



<b>5.3</b>	<b>Rendimiento del colector plano: Curva de normalización</b>	<b>78</b>
<b>5.4</b>	<b>Pérdidas en el colector plano</b>	<b>80</b>
5.4.1	Pérdidas térmicas en el colector plano. Circuito térmico de las resistencias térmicas en el colector plano	80
•	CONDUCCIÓN	80
•	CONVECCIÓN	81
•	RADIACIÓN	81
5.4.1.1	Resistencia de radiación exterior	83
5.4.1.2	Resistencia de convección forzada externa	84
5.4.1.3	Resistencia de conducción de la cubierta de vidrio	88
5.4.1.4	Resistencia de convección natural	88
5.4.1.5	Resistencia de radiación interior	90
5.4.1.6	Resistencia de conducción del absorbedor	90
5.4.1.7	Resistencia de conducción de los tubos	90
5.4.1.8	Resistencia de convección del fluido	91
5.4.1.9	Resistencia de conducción del aislante	95
5.4.1.10	Resistencia de conducción de la caja	95
5.4.1.11	Resistencia de convección de la parte posterior del colector	95
5.4.1.12	CÁLCULO DE LAS TEMPERATURAS MEDIANTE LA RESOLUCIÓN DE LAS ECUACIONES DEL BALANCE ENERGÉTICO DEL COLECTOR	98
5.4.1.13	OBTENCIÓN DE LA NUEVA CURVA DE FUNCIONAMIENTO (teniendo en cuenta las pérdidas de calor por efecto del viento)	100
5.4.2	Cálculo de pérdidas por orientación e inclinación	102
<b>6</b>	<b>APLICACIÓN PARA AGUA CALIENTE SANITARIA (ACS)</b>	<b>108</b>
<b>6.1</b>	<b>Cálculo de la demanda de ACS</b>	<b>108</b>
<b>6.2</b>	<b>Contribución solar mínima de ACS</b>	<b>109</b>
<b>6.3</b>	<b>Esquema de la instalación</b>	<b>112</b>
<b>6.4</b>	<b>Balance energético de los componentes de la instalación</b>	<b>112</b>
6.4.1	Balance de energía en los colectores	112
6.4.2	Balance de energía en el intercambiador de calor	113
6.4.3	Balance de energía en el tanque	113
6.4.4	Contribución solar mínima	114
<b>6.5</b>	<b>Simulación en Mathcad. Cálculo del área de colectores (número de colectores) necesarios para satisfacer la demanda de ACS</b>	<b>115</b>
<b>6.6</b>	<b>Dimensionamiento de los componentes</b>	<b>116</b>
<b>7</b>	<b>APLICACIÓN PARA CALEFACCIÓN Y ACS</b>	<b>119</b>
<b>7.1</b>	<b>Cálculo de la carga térmica de calefacción</b>	<b>119</b>
7.1.1	Condicionantes del ambiente térmico interior	119
7.1.2	El ambiente exterior	120
7.1.3	Clasificación de las cargas térmicas	120
7.1.4	Estimación de la potencia térmica para calefacción	121
7.1.4.1	Cargas térmicas de los cerramientos	121
7.1.4.1.1	Cubierta	122
7.1.4.1.2	Paredes	128
7.1.4.1.3	Suelos	130

7.1.4.1.4	Superficies acristaladas – Puertas acristaladas	131
7.1.4.1.5	Puertas opacas	132
7.1.4.2	Cargas térmicas de ventilación	133
7.1.4.3	Cargas térmicas de infiltraciones	135
7.1.4.4	Ganancias debidas a la instalación	136
7.1.4.5	Otras consideraciones	136
7.1.5	Cargas térmicas mes a mes	136
7.1.5.1	¿Los coeficientes globales de transmisión cumplen la normativa vigente?	137
<b>7.2</b>	<b>Demanda total de la instalación (ACS y Calefacción)</b>	<b>141</b>
<b>7.3</b>	<b>Esquema de la instalación</b>	<b>142</b>
<b>7.4</b>	<b>Funcionamiento de la instalación</b>	<b>143</b>
<b>7.5</b>	<b>Balance energético de los principales componentes</b>	<b>143</b>
7.5.1	Balance de energía en los colectores	143
7.5.2	Balance de energía en la tubería de bajada	144
7.5.3	Balance de energía en la tubería de subida	147
7.5.4	Balance de energía en el intercambiador de calor solar (Intercambiador 1)	148
7.5.5	Balance de energía en el tanque solar (Tanque 1)	149
7.5.6	Balance de energía en el intercambiador de calor ACS (Intercambiador 2)	150
7.5.7	Balance de energía en el tanque ACS (Tanque 2)	151
7.5.8	Balance de energía en el circuito de calefacción	151
<b>7.6</b>	<b>Simulación del funcionamiento de la instalación de ACS y Calefacción</b>	<b>152</b>
<b>7.7</b>	<b>Diseño de los componentes de la instalación</b>	<b>156</b>
7.7.1	Sistema de captación	156
7.7.1.1	Superficie disponible para los captadores solares	156
7.7.1.2	Filas de colectores. Distancia mínima entre filas	157
7.7.2	Sistema de acumulación	159
7.7.3	Sistema de intercambio	164
7.7.3.1	Principio de funcionamiento	165
7.7.4	Sistema de apoyo: Caldera	171
7.7.4.1	Acoplamiento en serie	171
7.7.4.2	Acoplamiento en paralelo	172
7.7.4.3	Dimensionamiento	172
7.7.4.3.1	Demanda de ACS	172
7.7.4.3.2	Demanda de Calefacción	173
7.7.5	Diseño del circuito hidráulico	175
7.7.5.1	Tuberías	175
7.7.5.1.1	Circuito primario	176
7.7.5.1.2	Circuito secundario	182
7.7.5.1.3	Circuito terciario	182
7.7.5.1.4	Circuito de ACS	182
7.7.5.2	Bombas de circulación	183
7.7.5.2.1	Circuito primario	184
7.7.5.2.2	Resto de circuitos	184
7.7.5.3	Vasos de expansión	186
7.7.5.3.1	Circuito primario	186
7.7.5.3.2	Circuito secundario	189

7.7.5.3.3	Circuito terciario	189
7.7.5.3.4	Purga de aire	192
7.7.5.4	Drenaje	192
7.7.5.5	Otros componentes adicionales	193
7.7.5.5.1	Valvulería	193
7.7.5.5.2	Sistemas adicionales de seguridad en el circuito primario	193
✕	Disipadores de calor	193
✕	Termostato con función antihielo	196
7.7.5.5.3	Sistema de control automático	196
7.7.6	Diseño del Circuito de Calefacción	197
8	CLIMATIZACIÓN DE LA VIVIENDA	207
8.1	Introducción	207
8.2	Cálculo de la carga de climatización	207
8.2.1	El ambiente exterior	208
8.2.2	Estimación de la potencia térmica para climatización	208
8.2.2.1	Cargas térmicas de los cerramientos	209
8.2.2.1.1	Cubierta	213
8.2.2.1.2	Paredes	213
8.2.2.1.3	Suelos	214
8.2.2.1.4	Superficies acristaladas – Puertas acristaladas	214
8.2.2.1.5	Puertas opacas	215
8.2.2.2	Cargas térmicas de ventilación	216
8.2.2.3	Cargas térmicas de infiltraciones	217
8.2.2.4	Cargas internas	218
8.2.2.5	Ganancias debidas a la instalación	219
8.2.2.6	Otras consideraciones	219
8.3	Esquema de los principales componentes del ciclo	221
8.4	Identificación y misión de los principales componentes	221
8.5	Fases del ciclo de climatización	223
8.6	Balance de energías	226
8.6.1	Diseño del circuito para la climatización de la piscina	228
8.6.1.1	Características generales del calentamiento de piscinas	228
9	LEGIONELOSIS	233
9.1	Condiciones para que se produzca el contagio	234
9.2	Instalaciones de riesgo	234
9.3	Medidas preventivas generales	234
9.4	Criterios de diseño	235
9.5	Tratamiento para evitar legionelosis	237
10	AHORRO ENERGÉTICO & AHORRO ECONÓMICO	239
11	IMPACTO AMBIENTAL	244

11.1	Ahorro de emisiones debidas a la construcción de los componentes de la instalación.	
	Comparación entre éstas y las emisiones provocadas durante el ciclo de vida de la instalación	245
11.1.1	¿Qué ocurre si comparamos una instalación solar con una convencional?	247
11.2	Ahorro de emisiones debidas al funcionamiento de la instalación solar con tecnología solar	251
12	ESTUDIO ECONÓMICO DE LA INSTALACIÓN	254
12.1	Costes de explotación de una instalación energética	254
12.2	Presupuesto de la instalación	256
12.3	Amortización	257
13	CONCLUSIONES	260
14	ANEXOS	265
14.1	Diagrama psicométrico	265
14.2	Programas de la simulación (Mathcad)	266
14.2.1	Cálculo de la nueva curva del colector considerando las pérdidas del viento	266
14.2.2	Simulación instalación ACS: cálculo del número de colectores para satisfacer la demanda de ACS (sin considerar las pérdidas del viento)	280
14.2.3	Simulación de la instalación de ACS + Calefacción. Cálculo de la fracción solar conseguida para ACS y Calefacción fijado el área de colectores y considerando las pérdidas del viento	287
14.2.4	Cálculo de los intercambiadores de calor de placas	300
14.2.4.1	Intercambiador 1	300
14.2.4.2	Intercambiador 2	306
14.3	Planos del edificio	312
14.3.1	Usos de las viviendas	312
14.3.2	Usos planta baja	312
14.3.3	Usos y superficies de la primera planta	313
14.3.4	Usos y superficies de la segunda planta	314
14.3.5	Usos y superficies de la tercera planta	315
14.4	Manuales de componentes	316
14.4.1	Captadores solares	316
14.4.2	Tanques de almacenamiento	320
14.4.3	Intercambiadores de calor	321
14.4.4	Caldera de condensación	323
14.4.5	Bombas de impulsión	327
15	REFERENCIAS	329
15.1	Referencias bibliográficas	329
15.2	Referencias de páginas webs	331

## AGRADECIMIENTOS

*No podría decir adiós a esta etapa de mi vida sin brindar mis agradecimientos a todas las personas que han estado cerca de mí a lo largo de todos estos años. No sólo para celebrar los buenos momentos sino para servir como estructura de apoyo fuerte e inderrrible cuando las fuerzas flaqueaban.*

*La carrera me ha ayudado a conseguir la virtud de la perseverancia; si luchas puedes perder, pero si no lo haces estás perdido.*

*Hay personas que aparecen de repente y nos marcan para siempre. Edu, me has enseñado a mirar el lado bueno de las cosas, no pierdas nunca ese positivismo que es capaz de envolver a todo el que te rodea. En mí guardo un pedacito de ti. Pedro, en mi título también debería haber un hueco en el que apareciera tu nombre por todas las innumerables horas de charlas, cafés, clases, prácticas, exámenes y muchos otros buenos y malos momentos. Juan, Melillo, Vilo, Luis, Alex, siempre os tendré un cariño especial. Sin vuestra compañía nada hubiera sido igual.*

*Quiero dar las gracias a mis padres y hermano y resto de mi familia por estar siempre ahí, a su manera han sido un gran apoyo. A mis amigos David, Leti, Raquel, Cris, César, Miguel.*

*Carlos, qué puedo decir de ti, a tu lado los problemas se hacen más pequeños, me rodeas de comprensión y cariño dándome fuerzas a cada paso. Me haces feliz.*

*Agradecer a mi tutor Pedro su atención y ayuda para resolver los problemas que me han surgido en el proyecto.*

*Mil Gracias.*

## GLOSARIO DE TÉRMINOS<sup>1</sup>

SÍMBOLO	UNIDADES	DESCRIPCIÓN
$C_e^{\text{fluido}}$	-	Coefficiente de expansión
$I_T^{0^\circ}$	$\frac{Wh}{m^2}$ o $\frac{W}{m^2}$	Radiación global incidente en el plano horizontal
$I_T^{34^\circ}$ o $I_T$	$\frac{Wh}{m^2}$ o $\frac{W}{m^2}$	Radiación global incidente en un plano que forma $34^\circ$ con la horizontal
$\dot{m}_1$	$\frac{kg}{s}$	Caudal circulante por el circuito primario
$\dot{m}_2$	$\frac{kg}{s}$	Caudal circulante por el circuito secundario
$\dot{m}_{CAL}$	$\frac{kg}{s}$	Caudal de calefacción (instalación de ACS+CAL)
$\dot{m}_{colector}$	$\frac{kg}{s}$	Caudal másico que circula por el interior del captador
$\dot{m}_{cons}$	$\frac{kg}{s}$	Caudal de consumo de ACS
$\dot{m}_T$	$\frac{kg}{s}$	Caudal total de salida del tanque 1 (instalación de ACS+CAL)
$\dot{m}_{comb}$	$\frac{kg}{s}$	Caudal de combustible que consume la instalación
$\dot{m}_R$	$\frac{kg}{s}$	Caudal de refrigerante en la climatización
$\dot{m}_{tubo}$	$\frac{kg}{s}$	Caudal másico que circula por el interior de cada tubo del captador
$\Delta T_{lm_{tuberia.Ext.En}}$	$^\circ C$	Incremento de temperatura logarítmico medio en la tubería exterior que está conectada con a la entrada de los colectores
$\Delta T_{lm_{tuberia.Ext.Sa}}$	$^\circ C$	Incremento de temperatura logarítmico medio en la tubería exterior que está conectada con a la salida de los colectores
$A_{abs}$	$m^2$	Área de la placa absorbedora
$A_{camara\_aire}$	$m^2$	Área de la cámara de aire interior del captador

<sup>1</sup> En este glosario están considerados los símbolos más importantes con sus respectivas unidades. No siempre se han empleado unidades del sistema internacional. A lo largo de todo el documento se explicará el significado de la totalidad de símbolos empleados en las ecuaciones.

$A_{\text{cerramientos}}$	$\text{m}^2$	Área de los cerramientos del edificio
$A_o$	$\text{m}^2$	Área de colectores
$A_{\text{tuberia.Ext.Ent}}$	$\text{m}^2$	Área de las tuberías exteriores del edificio que se conectan a la entrada de los colectores
$A_{\text{tuberia.Ext.Sal}}$	$\text{m}^2$	Área de las tuberías exteriores del edificio que se conectan a la salida de los colectores
$A_{\text{tubo}}$	$\text{m}^2$	Área interior de cada tubo del captador
$A_{\text{vidrio}}$	$\text{m}^2$	Área de la cubierta del colector
$\text{CEE}_e$	-	Coeficiente de eficiencia energética frigorífica (eléctrico)
$C_m$	€	Costes anuales de mantenimiento
$C_{\text{max}}$	$\frac{\text{l}}{\text{s}}$	Caudal máximo horario
$C_o$	€	Desembolso inicial
$C_p$	-	Coeficiente de presión
$C_{p\text{mezcla}}$	$\frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$	Calor específico del aire (mezcla de vapor y aire seco)
$D_{\text{ext}}$	mm	Diámetro exterior
$D_{\text{int}}$	mm	Diámetro interior
$E_{\text{mes } i}$	$\text{kW} \cdot \text{h}$	Energía consumida en el mes $i$
$e_{\text{camara\_aire}}$	mm	Espesor de la cámara de aire
$E_t$	-	Grado de estratificación del tanque (instalación ACS)
$E_{t1}$	-	Grado de estratificación del tanque 1 (instalación ACS+CAL)
$E_{t2}$	-	Grado de estratificación del tanque 2 (instalación ACS+CAL)

$e_{\text{vidrio}}$	mm	Espesor de la cubierta de vidrio del captador
$f_{\text{ACS}}$	-	Contribución solar de ACS
$f_c$	-	Factor de corrección aplicado al fluido
$f_{\text{CAL}}$	-	Contribución solar de calefacción
$f_{\text{corr}}$	-	Factor de corrección que indica la desviación mensual del consumo medio
$f_f$	-	Factor de forma
$f_m$	-	Factor de mezcla
$f_{\text{medio}}$	-	Contribución solar media de los 12 meses del año
$h_{\text{conv\_fluido}}$	$\frac{W}{m^2 \cdot K}$	Coeficiente de convección en el interior de los tubos del captador
$h_{\text{conv\_I}}$	$\frac{W}{m^2 \cdot K}$	Coeficiente de convección natural en el interior del captador
$h_{\text{fg agua}}$	$\frac{J}{kg}$	Calor latente de cambio de fase del agua
$h_i$	$\frac{kJ}{kg}$	Entalpía del fluido en el punto i del circuito Rankine
$h_i, h_e$	$\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$	Coeficientes de convección interior y exterior respectivamente en las superficies del edificio
$h_{\text{sol}}$	h	Número medio de horas de sol al día
$I_{\text{min}}$	$\frac{J}{m^2}$	Umbral mínimo de radiación para el funcionamiento de los captadores
$k_1$	$\frac{W}{m^2 \cdot K}$	Coeficiente de pérdidas ópticas (curva de normalización del fabricante)
$k_2$	$\frac{W}{m^2 \cdot K^2}$	Coeficiente de pérdidas ópticas (curva de normalización del fabricante)
$k_{\text{aire}}$	$\frac{W}{m \cdot K}$	Conductividad térmica del aire
$k_i$	$\frac{W}{m \cdot ^\circ C}$	Conductividad térmica del material de la capa i



$K_s$	-	Coeficiente de pérdidas singulares (tuberías, codos, válvulas, etc.)
$k_{\text{vidrio}}$	$\frac{W}{m^2 \cdot K}$	Conductividad de la cubierta de vidrio del captador
$L_c$	m	Longitud característica
$L_i$	m	Espesor de la capa de material i
$m_{CO_2}$	kg	Masa del $CO_2$
$m_{\text{comb}}$	kg	Masa de combustible
$N_{CO_2}$	mol	Número de moles de $CO_2$
$n_{\text{colectores}}$	-	Número de colectores instalados en el edificio
$N_{\text{comb}}$	mol	Número de moles de combustible
$n_{\text{placas}}$	-	Número de placas del intercambiador
$N_{\text{tubos}}$	-	Número de tubos de cada colector
$N_{VE}$	-	Número de viviendas equivalentes
$P_{\text{asp}}$	MPa	Presión de aspiración
$P_c$	MPa	Presión del condensador
$P_{\text{caldera}}$	W	Potencia total de la caldera
$P_{\text{caldera}}^{ACS}$	W	Potencia de la caldera necesaria para cubrir la demanda de ACS
$P_{\text{caldera}}^{CAL}$	W	Potencia de la caldera necesaria para cubrir la demanda de CAL
$P_{\text{desc}}$	MPa	Presión de descarga
$P_e$	MPa	Presión del evaporador

$PM_{O_2}$	$\frac{g}{mol}$	Peso molecular del $O_2$
$P_M$	bar	Presión máxima de trabajo
$P_m$	bar	Presión mínima de trabajo
$PM_{CO_2}$	$\frac{g}{mol}$	Peso molecular del $CO_2$
$PM_C$	$\frac{g}{mol}$	Peso molecular del carbono
$Q_{ACS}$	W	Potencia demanda de ACS
$Q_{ACS}^{con\ solar}$	kW	Potencia necesaria auxiliar (obtenida con gas natural) que se requiere para atender la demanda de ACS
$Q_c$	kW	Potencia del condensador
$Q_{CAL}^{con\ solar}$	kW	Potencia necesaria auxiliar (se obtiene con gas natural) que se requiere para atender la demanda de CAL
$Q_{cielo}$	K	Temperatura del cielo
$Q_{conv}$	W	Pérdida de calor por convección en la piscina
$Q_{cubierta}$	W	Calor perdido a través de la cubierta del edificio
$Q_d\ unitario$	$\frac{l}{día}$	Caudal diario demandado de agua caliente sanitaria para una persona
$Q_d$	l	Consumo diario medio de una vivienda equivalente
$Q_d^{ACS}$	$\frac{l}{día}$	Caudal diario demandado de agua caliente para la instalación
$Q_e$	kW	Potencia del evaporador
$Q_{evap}$	W	Pérdida de calor por evaporación en la piscina
$Q_{ganancias}$	W	Calor ganado debido al sol en la piscina
$Q_{iluminación}^{sen}$	W	Calor sensible de iluminación

$Q_{lat}$	W	Calor latente
$Q_{lat}^{infiltración}$	W	Calor latente perdido debido a las infiltraciones del edificio
$Q_{lat}^{ventilación}$	W	Calor latente perdido debido a la ventilación
$Q_{max}$	l	Consumo máximo diario de una vivienda
$Q_{ordenad}^{sen}$	W	Calor sensible debido a la presencia de ordenadores
$Q_p$	l	Consumo en el periodo punta
$Q_{paredes}$	W	Calor perdido a través de las paredes
$Q_{pérdidas}$	W	Pérdidas en el colector plano (debidas al viento y otros factores)
$Q_{pérdidas\_down}$	W	Calor perdido por la parte posterior del colector
$Q_{pérdidas\_up}$	W	Calor perdido por la parte superior del colector
$Q_{piscina}$	W	Calor evacuado hacia la piscina
$Q_{puertas}$	W	Calor perdido a través de las puertas
$Q_{rad}$	W	Pérdida de calor por radiación en la superficie de la piscina
$Q_{sen}$	W	Calor sensible
$Q_{sen}^{infiltración}$	W	Calor sensible perdido debido a las infiltraciones del edificio
$Q_{sen}^{ventilación}$	W	Calor sensible perdido debido a la ventilación
$Q_{suelo}$	W	Calor perdido a través del suelo
$Q_u$ o $Q_{útil}$	W	Calor útil transferido al fluido
$Q_{ventanas}$	W	Calor perdido a través de las ventanas

$R_{\text{convE}}$	$\frac{K}{W}$	Resistencia de convección forzada externa
$R_{\text{abs}}$	$\frac{K}{W}$	Resistencia de conducción del absorbedor
$R_{\text{ais}}$	$\frac{K}{W}$	Resistencia de conducción del aislante
$R_{\text{caja}}$	$\frac{K}{W}$	Resistencia de conducción de la caja
$R_{\text{cond}}^{\text{ais}}$	$\frac{K}{W}$	Resistencia de conducción del aislante que recubre la tubería que se conecta a los colectores
$R_{\text{cond}}^{\text{pared plana}}$	$\frac{K}{W}$	Resistencia de conducción de la cubierta de vidrio del captador
$R_{\text{cond}}^{\text{pared tubo}}$	$\frac{K}{W}$	Resistencia de conducción de los tubos
$R_{\text{cond}}^{\text{tubería}}$	$\frac{K}{W}$	Resistencia de conducción de la tubería de cobre que se conecta a los colectores
$R_{\text{cont}}$	$\frac{K}{W}$	Resistencia térmica originada por los contaminantes
$R_{\text{conv}}$	$\frac{K}{W}$	Resistencia de convección de la parte posterior del colector
$R_{\text{conv\_fluido}}$	$\frac{K}{W}$	Resistencia de convección del fluido caloportador
$R_{\text{conv\_I}}$	$\frac{K}{W}$	Resistencia de convección natural interior en el captador
$R_{\text{rad ext}}$	$\frac{K}{W}$	Resistencia de radiación exterior de la tubería que se conecta a los captadores
$R_{\text{radE}}$	$\frac{K}{W}$	Resistencia de radiación exterior
$R_{\text{radI}}$	$\frac{K}{W}$	Resistencia de radiación interior
$R_{t_i}$	$\frac{m^2 \cdot ^\circ C}{W}$	Resistencia térmica de la capa de material i
$R_{\text{TOTAL}}$	$\frac{K}{W}$	Resistencia térmica total
$S_p$	$m^2$	Superficie de la piscina
$T_\infty$	K	Temperatura del fluido que rodea una superficie

$t_a$	$^{\circ}\text{C}$	Temperatura ambiente
$T_{\text{abs}}$	K	Temperatura de la superficie absorbadora del captador
$T_{\text{ACS}e}$	K	Temperatura de entrada al tanque de ACS (instalación de ACS+CAL)
$T_{\text{ACS}r}$	K	Temperatura de retorno del caudal de ACS al tanque 1 (instalación de ACS+CAL)
$T_{\text{ACS}s}$	K	Temperatura de salida del tanque de ACS (instalación de ACS+CAL)
$T_{\text{alr}}$	K	Temperatura de los alrededores
$T_c$	$^{\circ}\text{C}$	Temperatura del condensador
$T_{\text{caja}}$	K	Temperatura de la caja del captador
$T_{\text{CAL}r}$	K	Temperatura de retorno del caudal de calefacción al tanque 1 (instalación de ACS+CAL)
$T_{\text{CAL}s}$	K	Temperatura de salida del circuito de calefacción del caudal de calefacción (instalación de ACS+CAL)
$T_{\text{co}}$	K	Temperatura del fluido caloportador a la salida de los captadores
$T_{\text{cons}}$	K	Temperatura de consumo
$T_{\text{cristal\_ext}}$	K	Temperatura del vidrio por el lado que está en contacto con el ambiente
$T_{\text{cristal\_int}}$	K	Temperatura de la cubierta de vidrio por el lado que interior del captador
$T_{\text{diurna}} \text{ o } T_{\text{amb}}$	K	Temperatura media ambiente considerando las horas de sol
$t_e \text{ o } T_{\text{ci}}$	$^{\circ}\text{C} \text{ o } \text{K}$	Temperatura del fluido caloportador a la entrada de los captadores
$T_{\text{eq}}$	$^{\circ}\text{C}$	Temperatura ambiente de la atmósfera
$t_{\text{funcionam}}$	horas	Tiempo de funcionamiento de la instalación al día
$T_{\text{ice}}$	K	Temperatura de entrada al intercambiador 1 por el lado caliente

$T_{ici}$	K	Temperatura de entrada al intercambiador 1 por el lado frío
$T_{ico}$	K	Temperatura de salida del intercambiador 1 por el lado frío
$T_{ics}$	K	Temperatura de salida del intercambiador por el lado caliente
$T_{imp}$	K	Temperatura de impulsión hacia el circuito de calefacción (instalación de ACS+CAL)
$T_m$	°C	Temperatura media del agua de la piscina
$T_{prep}$	s	Periodo de preparación o de recuperación
$T_{red}$	°C	Temperatura media del agua de red
$T_s$	°C	Temperaturas seca
$T_{SL}$	°C	Temperatura seca de diseño
$T_{st}$	K	Temperatura del fluido a la salida del tanque 1 (instalación de ACS+CAL)
$T_{sum}$	°C	Temperatura de suministro
$T_t$	K	Temperatura del tanque (sólo ACS)
$T_{t1}$	K	Temperatura del tanque solar (con ACS+CAL)
$T_{t2}$	K	Temperatura del tanque ACS (con ACS y CAL)
$U_{medio}$	$\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$	Coficiente global medio de transferencia de calor en los paneles de techo y pared
$U_{tubería.Ext}$	$\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$	Coficiente global de transferencia de calor de la tubería que circula por el exterior del edificio
$V_{captadores}$	l	Volumen de líquido almacenado en los captadores
$V_{inf}$	$\frac{m^3}{h \cdot m^2}$	Volumen de aire infiltrado
$V_{intercambiador 1.la}$	l	Volumen de líquido almacenado en el intercambiador 1 del lado 1

$V_{lim}$	$\frac{m^3}{h \cdot m^2}$	Volumen límite de aire infiltrado
$V_t$	l	Volumen total del tanque
$V_{tuberías}$	l	Volumen almacenado en las tuberías
$V_u$	l	Volumen útil del depósito (tanque de almacenamiento/vaso de expansión)
$V_{ventilación}$	$\frac{m^3}{s \cdot persona}$	Caudal de ventilación por persona
$W_{bomba}$	W	Potencia de la bomba
$W_e$	kW	Potencia eléctrica del compresor (climatización)
$w_{ext}$	$\frac{kg}{kg}$	Relación de humedad del aire exterior
$W_i$	kW	Potencia indicada del compresor para climatización
$W_{ideal}$	kW	Potencia ideal del compresor del circuito de climatización
$W_m$	kW	Potencia mecánica del compresor (climatización)
$w_{SL}$	$\frac{kg}{kg}$	Relación de humedad del aire del local
$\beta_{opt}$	°	Ángulo óptimo de inclinación de los captadores
$\Delta m_{CO_2}$	$\frac{kg CO_2}{año}$	Ahorro de emisiones de CO <sub>2</sub> al año
$\epsilon_{cristal}$	-	Emisividad de la cubierta de vidrio
$\epsilon_{IRcristal}$	-	Emisividad del vidrio en el espectro infrarrojo
$\epsilon_{IRplaca}$	-	Emisividad de la placa absorbadora en el espectro infrarrojo
$\eta_{caldera}$	-	Rendimiento de la caldera
$\eta_e$	-	Rendimiento eléctrico del compresor (climatización)

$\eta_i$	-	Rendimiento indicado del compresor (climatización)
$\eta_m$	-	Rendimiento mecánico del compresor (climatización)
$\eta_o$	-	Rendimiento óptico del colector
$\phi$	°	Latitud
$\Delta H$	m	Diferencia de alturas
$\Delta P$	Pa	Pérdida de carga
$\Delta t$	K o °C	Incremento de temperatura
$\Delta t_e$	°C	Diferencia de temperatura equivalente
a	-	Coefficiente de corrección
c	%	Incremento del coste del combustible
$C_p$	$\frac{J}{kg \cdot K}$	Capacidad calorífica
d	m	Distancia entre filas de colectores
f	-	Contribución solar
G	$\frac{W}{m^2}$	Radiación global sobre el plano del captador
g	$\frac{m}{s^2}$	Aceleración de la gravedad
h	$\frac{W}{m^2 \cdot K}$	Coefficiente es el coeficiente exterior de transferencia de calor por convección
H	m	Altura
HR	%	Humedad relativa
i	%	Tasa de descuento



I	%	Tasa de inflación
N	-	Número de colectores en cada fila
NPA	%	Nivel de percentil anual
NTU	-	Número de unidades de transmisión
Nu	-	Número de Nusselt
PCI	$\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$	Poder calorífico inferior del gas natural
Pr	-	Número de Prandtl
r	mm	Rugosidad relativa
Ra	-	Número de Rayleigh
Re	-	Número de Reynolds
T	s	Duración del periodo punta
U	$\frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}}$	Coeficiente global de transmisión de calor
v	$\frac{\text{m}}{\text{s}}$	Velocidad del viento
V	l	Volumen efectivo del depósito (tanque de almacenamiento/vaso de expansión)
VAN	-	Valor actual neto
W	kW	Potencia del compresor del circuito de climatización
z	m	Altura a la que se encuentra un componente
$\alpha$	$\frac{\text{m}^2}{\text{s}}$	Difusividad térmica
$\alpha$	°	Ángulo de azimut

$\beta$	$\frac{1}{K}$	Coeficiente de expansión térmica volumétrica
$\beta$	°	Ángulo de inclinación
$\varepsilon$	-	Emisividad (propiedad radiactiva de la superficie)
$\varepsilon$	-	Eficiencia del intercambiador de calor
$\varepsilon$	mm	Rugosidad absoluta
$\eta$	-	Rendimiento total de la instalación
	$\frac{kg}{s \cdot m}$	Viscosidad dinámica
$\nu$	$\frac{m^2}{s}$	Viscosidad cinemática del aire
$\rho$	$\frac{kg}{l}$	Densidad
$\sigma$	$\frac{W}{m^2 \cdot K^4}$	Constante de Stefan Boltzmann
$\upsilon$	$\frac{m^3}{kg}$	Volumen específico del aire
$\varphi$	-	Coeficiente de simultaneidad
$\chi$	-	Fracción de CO <sub>2</sub> emitido por kg de combustible

## ÍNDICE DE FIGURAS

<i>Figura 1.1: Un retraso de las acciones a realizar para conseguir todos estos objetivos repercutirá en un incremento de los costes. FUENTE: RoadMap 2050. Referencia [18].</i>	45
<i>Figura 1.2: Cambios que se deberán producir en la producción de energía. FUENTE: Referencia [18].</i>	46
<i>Figura 1.3: Predicción de los procesos de descarbonización del sector energético desde la actualidad hasta 2050. FUENTE: RoadMap 2050. Fuente: Referencia [18].</i>	47
<i>Figura 1.4: Reducciones de CO<sub>2</sub> para el año 2050 aconsejadas por RoadMap. FUENTE: Referencia [18].</i>	49
<i>Figura 1.5: Maqueta: Sunflower. Tianjin University. FUENTE: Referencia [S].</i>	50
<i>Figura 1.6: Fablabhouse. Instituto de Arquitectura Avanzada de Cataluña.</i>	50
<i>Figura 1.7: Dirección de los rayos del Sol el 21 de Junio. FUENTE: Referencia [T].</i>	51
<i>Figura 1.8: Dirección de los rayos del Sol el 21 de Diciembre. FUENTE: Referencia [T].</i>	51
<i>Figura 1.9: Efecto que provocan los aleros de las ventanas en la entrada de los rayos del Sol hacia el interior de la vivienda.</i>	52
<i>Figura 1.10: Efecto de los invernaderos adosados a la fachada de las edificaciones.</i>	53
<i>Figura 1.11: Muro en forma de nido de abeja.</i>	53
<i>Figura 1.12: Funcionamiento en verano.</i>	54
<i>Figura 1.13: Movimiento del aire caliente en el interior del bloque.</i>	54
<i>Figura 1.14: Muro Trombe.</i>	54
<i>Figura 1.15: Modelo de vivienda bioclimática R4House. FUENTE: <a href="http://www.construible.es">www.construible.es</a>.</i>	55
<i>Figura 1.16: R4House.</i>	55
<i>Figura 1.17: Propiedades del modelo R4House durante el invierno.</i>	56
<i>Figura 1.18: Propiedades del modelo R4House durante el verano.</i>	56
<i>Figura 1.19: Mapa de las energías renovables en España. FUENTE: Periódico El Mundo.</i>	59
<i>Figura 1.20: Generación eléctrica y fuentes renovables. FUENTE: Periódico El País.</i>	60
<i>Figura 3.1: Alzado del edificio.</i>	65
<i>Figura 3.2: Planta del edificio.</i>	66
<i>Figura 3.3: Sección AA' del edificio.</i>	66
<i>Figura 4.1: Irradiación horizontal media diaria para cada mes.</i>	69
<i>Figura 4.2: Irradiación global por metro cuadrado sobre Europa. FUENTE: <a href="http://sunbird.jrc.it/pvgis/apps/radmonth.php?lang=es&amp;map=europe">http://sunbird.jrc.it/pvgis/apps/radmonth.php?lang=es&amp;map=europe</a>.</i>	70
<i>Figura 5.1: Captador solar de tubo de vacío.</i>	73
<i>Figura 5.2: Concentrador parabólico.</i>	73
<i>Figura 5.3: Partes del captador solar plano.</i>	74

<i>Figura 5.4: Efecto invernadero producido entre el absorbedor y la cubierta de un colector plano.</i>	75
<i>Figura 5.5: Modelo de resistencias térmicas del colector plano.</i>	82
<i>Figura 5.6: Circuito térmico simplificado del modelo del colector plano.</i>	83
<i>Figura 5.7: Dirección del viento relativa al colector plano.</i>	85
<i>Figura 5.8: Dimensiones de la cámara de aire interior.</i>	88
<i>Figura 5.9: Distribución del calor útil, calor perdido por la parte superior del colector y calor perdido por la parte inferior del colector, empleando la media de los valores medios mensuales.</i>	99
<i>Figura 5.10: Diferentes configuraciones de captadores.</i>	102
<i>Figura 5.11: Ángulo de inclinación. FUENTE: PCT.</i>	103
<i>Figura 5.12: Ángulo de azimut. FUENTE: PCT.</i>	103
<i>Figura 6.1: Esquema de la instalación para ACS.</i>	112
<i>Figura 7.1: Ventajas de la cubierta ajardinada.</i>	123
<i>Figura 7.2: Ejemplo de cubierta ajardinada.</i>	124
<i>Figura 7.3: Detalle de las diferentes capas de materiales que componen la cubierta ajardinada del edificio. FUENTE: <a href="http://www.texasynthetics.com/es/sis.asp?m=13113&amp;sid=1213#">http://www.texasynthetics.com/es/sis.asp?m=13113&amp;sid=1213#</a></i>	126
<i>Figura 7.4: Ventanal acristalado (Tipo II).</i>	131
<i>Figura 7.5: Puerta acristalada del edificio (Tipo I).</i>	131
<i>Figura 7.6: Ventana perteneciente al baño (dependencia no considerada a calefactar).</i>	131
<i>Figura 7.7: Puerta maciza.</i>	132
<i>Figura 7.8: Esquema de la instalación para ACS y Calefacción.</i>	142
<i>Figura 7.9: Esquema de los colectores.</i>	143
<i>Figura 7.10: Circuito térmico de resistencias térmicas en la tubería de bajada.</i>	145
<i>Figura 7.11: Circuito de resistencias térmicas en la tubería de subida.</i>	148
<i>Figura 7.12: Flujos de caudal simplificados para realizar el balance de energía en el tanque solar.</i>	149
<i>Figura 7.13: Flujos de caudal reales en el tanque solar.</i>	149
<i>Figura 7.14: Estratificación del tanque.</i>	150
<i>Figura 7.15: Ejemplos de "d" y "h" para diferentes obstáculos. FUENTE: PCT.</i>	157
<i>Figura 7.16: "h", "H" y "d" para nuestro obstáculo.</i>	157
<i>Figura 7.17: Ubicación de los 10 captadores y sus conexiones en la cubierta del edificio.</i>	158
<i>Figura 7.18: Detalle del conexionado de los colectores.</i>	158
<i>Figura 7.19: Intercambiador Alfanova HP 27. FUENTE: manual de características del intercambiador.</i>	165
<i>Figura 7.20: Principio de circulación en un intercambiador de calor de placas Alfanova. FUENTE: Manual de características técnicas del intercambiador.</i>	166

<i>Figura 7.21: Esquema de una caldera de condensación. FUENTE:</i> <i><a href="http://www.junkers.com/sp/sp/ek/asesoramiento/informacion_sobre_tecnica/condensacion.html">http://www.junkers.com/sp/sp/ek/asesoramiento/informacion_sobre_tecnica/condensacion.html</a>. ....</i>	<i>174</i>
<i>Figura 7.22: Vaso de expansión cerrado con diafragma. FUENTE: Norma UNE 100155. ....</i>	<i>187</i>
<i>Figura 7.23: Vaso de expansión cerrado sin diafragma. FUENTE: Norma UNE 100155. ....</i>	<i>188</i>
<i>Figura 7.24: Situación de riesgo en el circuito primario debido a que pueda existir una gran aportación energética solar coincidente con una muy baja demanda de calor en la instalación. Se alcanzan altas temperaturas en el fluido del circuito primario. ....</i>	<i>194</i>
<i>Figura 7.25: Situación de no peligro. La válvula de tres vías permanece cerrada. FUENTE: Referencia [V]. ..</i>	<i>194</i>
<i>Figura 7.26: Situación de baja demanda energética. FUENTE: Referencia [V]. ....</i>	<i>195</i>
<i>Figura 7.27: Situación de peligro debido al paro o avería de la bomba. FUENTE: Referencia [V]. ....</i>	<i>195</i>
<i>Figura 7.28: Distribución de temperaturas de diferentes sistemas de calefacción. FUENTE:</i> <i><a href="http://www.interempresas.net/Energia/Articulos/35243-Sistemas-radiantes-sostenibilidad-y-ahorro-energetico.html">http://www.interempresas.net/Energia/Articulos/35243-Sistemas-radiantes-sostenibilidad-y-ahorro-energetico.html</a>. ....</i>	<i>198</i>
<i>Figura 7.29: Sensación de confort en función de la temperatura ambiente (TRL) y de la temperatura de las superficies que rodean el ambiente (TF). FUENTE: <a href="http://www.interempresas.net/Energia/Articulos/35243-Sistemas-radiantes-sostenibilidad-y-ahorro-energetico.html">http://www.interempresas.net/Energia/Articulos/35243-Sistemas-radiantes-sostenibilidad-y-ahorro-energetico.html</a>. ....</i>	<i>198</i>
<i>Figura 7.30: Composición y materiales de las diferentes capas de un panel radiante b!klimax. ....</i>	<i>199</i>
<i>Figura 7.31: Dimensiones disponibles para los paneles. ....</i>	<i>200</i>
<i>Figura 7.32: Detalle constructivo del falso techo. ....</i>	<i>200</i>
<i>Figura 7.33: Esquema del sistema de distribución de calefacción por techos y paneles radiantes. FUENTE:</i> <i>Manual de cálculo y dimensionamiento del sistema radiante de techo y pared b!klimax. Cortesía de RDZ..</i>	<i>203</i>
<i>Figura 8.1: Esquema del circuito de climatización. ....</i>	<i>221</i>
<i>Figura 8.2: Esquema de temperaturas de los dos fluidos (refrigerante y aire) en el condensador. ....</i>	<i>222</i>
<i>Figura 8.3: Esquema de temperaturas de los fluidos (aire y refrigerante) a su paso por el evaporador. ....</i>	<i>223</i>
<i>Figura 8.4: Representación del ciclo de climatización en el diagrama presión-entalpía para el refrigerante R134a. ....</i>	<i>225</i>
<i>Figura 9.1: Factores que intervienen en el desarrollo de la legionelosis. ....</i>	<i>233</i>
<i>Figura 9.2: Ciclos de vida de la bacteria. ....</i>	<i>237</i>
<i>Figura 11.1: Comparación sobre las distintas categorías de daños entre una instalación solar y una convencional, distinguiendo entre los daños ocasionados por la infraestructura y los daños ocasionados por el funcionamiento. FUENTE: Referencia [30]. ....</i>	<i>248</i>
<i>Figura 11.2: Contribución a las categorías de daño para las dos instalaciones. Fuente: Referencia [30]. ....</i>	<i>248</i>
<i>Figura 11.3: Costos de inversión y operación para una instalación solar y convencional. FUENTE: Referencia [30]. ....</i>	<i>250</i>
<i>Figura 12.1: Estructura de los costes de explotación. Nótese que los costes de operación y mantenimiento incluyen la parte fija del mantenimiento. FUENTE: Referencia [27]. ....</i>	<i>254</i>

*Figura 13.1: Fracción solar conseguida para cada mes tanto para ACS como para calefacción. .... 261*

## ÍNDICE DE GRÁFICOS

Gráfico 1.1: Distribución del consumo mundial en 2009. FUENTE: Referencia [32].	33
Gráfico 1.2: Consumo mundial de energía en 2009. FUENTE: Referencia [32].	33
Gráfico 1.3: Evolución de la dependencia energética en España desde 1990 hasta la actualidad. FUENTE: Referencia [32].	34
Gráfico 1.4: Consumo de energía en España. FUENTE: Referencia [32].	34
Gráfico 1.5: Evolución de la intensidad energética española desde 1980 hasta la actualidad. FUENTE: Referencia [32].	36
Gráfico 1.6: Evolución del consumo de energía primaria en ktep en España. FUENTE: Referencia [32].	36
Gráfico 1.7: Consumo de energía final por sectores en Europa en 2009. FUENTE: Referencia [32].	37
Gráfico 1.8: Consumo de energía final por sectores en España durante 2009. FUENTE: Referencia [32].	37
Gráfico 1.9: Consumo energético por modos de transporte. FUENTE: Referencia [33].	38
Gráfico 1.10: Principales indicadores en el sector transporte. FUENTE: Referencia [33].	38
Gráfico 1.11: Distribución del consumo energético residencial entre usos. FUENTE: Referencia [33].	39
Gráfico 1.12: Variación de la temperatura global a nivel de superficie. FUENTE: Informe IPCC 2001. (Referencia [R]).	40
Gráfico 1.13: Evolución de las emisiones de CO <sub>2</sub> . Fuente: Comisión Europea y OCDE.	42
Gráfico 1.14: Estructura mundial de las emisiones de CO <sub>2</sub> en 2007. FUENTE: Referencia [32].	42
Gráfico 1.15: Valores relativos entre distintas fuentes primarias renovables utilizables por el hombre a escala planetaria y el consumo actual. FUENTE: Referencia [29].	43
Gráfico 5.1: Curva de normalización del Isotherm Plus.	79
Gráfico 5.2: Valores medios desde 2001 - 2009 en la dirección del viento. FUENTE: <a href="http://www.woespana.es">www.woespana.es</a> .	85
Gráfico 5.3: Velocidad media mensual del viento en Segovia. Datos medios mes a mes entre el 2001 y 2009. FUENTE: <a href="http://www.woespana.es">www.woespana.es</a> .	86
Gráfico 5.4: Calor específico para diferentes concentraciones en peso del propilen-glicol.	92
Gráfico 5.5: Viscosidad dinámica según el porcentaje en peso de propilen-glicol.	92
Gráfico 5.6: Conductividad térmica para distinto porcentaje en peso de propilen-glicol.	93
Gráfico 5.7: Número de Prandtl para una disolución del 40% en peso de propilen-glicol a 50 °C.	93
Gráfico 5.8: Recta de normalización (línea azul) frente a la recta real del fabricante (puntos verdes).	101
Gráfico 5.9: Horas de luz, horas de sol reales y horas de luz aprovechables diarias de un día cualquiera de cada mes. FUENTE: <a href="http://www.tutiempo.net">www.tutiempo.net</a> .	105
Gráfico 5.10: Factor de corrección a aplicar para el cálculo de las horas de medias efectivas. Se aplica a las horas medias de luz diarias. Representa es el cociente entre horas de sol aprovechables y las horas de luz diarias de un día medio de cada mes FUENTE: Estimación propia.	106

Gráfico 5.11: Obtención de las horas medias diarias de sol para el día i.....	106
Gráfico 6.1: Variación media del consumo mensual en viviendas. Fuente: DTIE 1.01.....	110
Gráfico 6.2: Demanda de calor para ACS [kW] .....	111
Gráfico 7.1: Distribución de las cargas térmicas de Calefacción mensuales.....	140
Gráfico 7.2: Porcentaje de la demanda de cada mes con respecto a la demanda total anual.....	140
Gráfico 7.3: Demandas de calor mensuales expresadas en [kW] para ACS y Calefacción.....	141
Gráfico 7.4: Reparto de la energía anual demandada por la instalación expresado en porcentaje. ....	141
Gráfico 7.5: Representación de la contribución solar obtenida en de ACS y Calefacción para cada mes.....	153
Gráfico 7.6: Representación de las temperaturas medias mensuales en los distintos puntos de la instalación (ACS y Calefacción). ....	155
Gráfico 7.7: Variación del caudal instantáneo en un edificio de viviendas en un día laboral. FUENTE: Referencia [16]. ....	159
Gráfico 7.8: Curva de distribución de caudales. FUENTE: Referencia 16. ....	161
Gráfico 7.9: Representación de las curvas del intercambiador 1. ....	168
Gráfico 7.10: Representación de las curvas del intercambiador 2. ....	168
Gráfico 7.11: Diagrama de Moody. Cálculo del coeficiente de fricción en función del número de Reynolds y la rugosidad relativa.....	180
Gráfico 7.12: Comportamiento del circuito de calefacción.....	203
Gráfico 7.13: Rendimientos de los paneles de pared para calefacción. ....	204
Gráfico 7.14: Rendimientos de los paneles de techo para calefacción.....	204
Gráfico 8.1: Determinación del coeficiente de convección en $\text{kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C}$ , en función de la velocidad del viento en km/h. FUENTE: Referencia [37]. ....	229
Gráfico 8.2: Gráfico para la determinación de la presión de vapor ( <b>pa</b> ) en $\text{kg/m}^2$ en función de la temperatura y humedad relativa del aire. FUENTE: Referencia [37]. ....	230
Gráfico 12.1: Tiempo estimado de amortización.....	258
Gráfico 13.1: Recta de normalización (línea azul) frente a la recta real del fabricante (puntos verdes).....	263



## ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1.1: Consumo de energía primaria por unidad de PIB. (TEP/Millón de euros constantes de 2000). FUENTE: Referencia [32].	35
Tabla 1.2: Consumo de energía final por sectores: Industria, Transporte y Usos diversos. FUENTE: Referencia [32].	37
Tabla 1.3: Consumo de energía en los distintos usos en España durante 2006.	39
Tabla 1.4: Ángulos de incidencia de la radiación solar para Junio y Diciembre en Madrid. FUENTE: Referencia [T].	52
Tabla 4.1: Datos climáticos mensuales en provincia, T en °C y HR en %. Fuente CTE, DBHE.	68
Tabla 4.2: Datos medios mensuales de Segovia. FUENTE: <a href="http://sunbird.jrc.it/pvgis/apps/radmonth.php?lang=es&amp;map=europe">http://sunbird.jrc.it/pvgis/apps/radmonth.php?lang=es&amp;map=europe</a> .	69
Tabla 5.1: Valores medios mensuales de la velocidad del viento en [m/s].	86
Tabla 5.2: Resumen de resultados para el cálculo de la Resistencia de convección externa suponiendo que tenemos instalados 3 colectores en serie en la cubierta.	87
Tabla 5.3: Comparación de resultados de la Resistencia térmica de convección en función del número de colectores conectados en la cubierta.	88
Tabla 5.4: Temperatura de congelación de la mezcla en función del porcentaje en peso de propilen-glicol. ..	91
Tabla 5.5: Propiedades de la disolución a la temperatura de 50 °C. ....	94
Tabla 5.6: Resumen de resultados para el cálculo de la resistencia de convección en la parte posterior del colector suponiendo que el número de colectores instalados en la cubierta fuera de 3. ....	96
Tabla 5.7: Valores de la resistencia de convección de la parte posterior del colector en función del número de colectores conectados.	96
Tabla 5.8: Componentes y datos geométricos del colector solar. ....	97
Tabla 5.9: Solución de las incógnitas calculadas con Mathcad.	98
Tabla 5.10: Resistencias térmicas en el colector plano. Algunas de ellas son invariables a lo largo del año, otras sin embargo, son dependientes de las temperaturas, por lo que varían según el mes del año. ....	99
Tabla 5.11: Límite de pérdidas respecto a los valores óptimos. Fuente: PCT.	102
Tabla 5.12: Ángulo óptimo de inclinación de los captadores. FUENTE: PCT. ....	103
Tabla 5.13: Radiación diaria media mensual [W/m] en Segovia. FUENTE: <a href="http://sunbird.jrc.it/pvgis/apps/radday.php?lang=es&amp;map=europe">http://sunbird.jrc.it/pvgis/apps/radday.php?lang=es&amp;map=europe</a> y PCT. ....	104
Tabla 6.1: Demanda de referencia a 60 °C calculados a partir de la norma UNE 94002:2005 "Instalaciones solares térmicas para producción de agua caliente sanitaria: cálculo de la demanda energética". Fuente CTE. ....	108
Tabla 6.2: Número de personas mínimo para edificaciones de uso residencial.	108
Tabla 6.3: Cálculo del número de personas mínimos para nuestra edificación. ....	109

<i>Tabla 6.4: Contribución solar mínima anual en % correspondiente a la zona climática y a la demanda total de ACS del edificio para una temperatura de referencia de 60 °C. Fuente: CTE</i>	109
<i>Tabla 6.5: Cálculo de la demanda mensual de ACS.</i>	110
<i>Tabla 6.6: Potencia requerida para atender la demanda de ACS.</i>	111
<i>Tabla 7.1: Condiciones interiores de diseño. FUENTE: RITE.</i>	119
<i>Tabla 7.2: Condiciones interiores durante el mes de invierno para nuestro edificio.</i>	119
<i>Tabla 7.3: Resistencia térmica de la cámara de aire. FUENTE: Norma NBE-CT-79.</i>	126
<i>Tabla 7.4: Materiales, espesores, conductividades y resistencias térmicas de las diferentes capas de la cubierta plana del edificio.</i>	127
<i>Tabla 7.5: Valor medio mensual de las pérdidas a través de la cubierta para calefacción.</i>	128
<i>Tabla 7.6: Composición, propiedades y materiales de las capas de las paredes del edificio.</i>	129
<i>Tabla 7.7: Carga térmica media mensual de transmisión por la pared exterior.</i>	129
<i>Tabla 7.8: Carga térmica media mensual de transmisión por la pared en contacto con el baño.</i>	129
<i>Tabla 7.9: Materiales, propiedades y resistencias de las capas del suelo de la edificación.</i>	130
<i>Tabla 7.10: Pérdidas medias mensuales a través del suelo.</i>	130
<i>Tabla 7.11: Coeficiente de transmisión térmica de las puertas macizas y acristaladas. FUENTE: NBE-CT-79.</i>	131
<i>Tabla 7.12: Perdidas medias mensuales a través de las puertas con cristales.</i>	132
<i>Tabla 7.13: Carga térmica de transmisión a través de las puertas opacas.</i>	132
<i>Tabla 7.14: Clasificación básica de la calidad del aire interior (IDA). FUENTE: Norma UNE EN 139779:2005.</i>	133
<i>Tabla 7.15: Tasa de aire exterior por persona (Caudal de ventilación por persona). FUENTE: Norma UNE EN 139779:2005.</i>	133
<i>Tabla 7.16: Propiedades del aire interior y exterior.</i>	134
<i>Tabla 7.17: Cargas medias mensuales debidas a la ventilación.</i>	134
<i>Tabla 7.18: Cargas térmicas medias mensuales debidas a infiltraciones.</i>	135
<i>Tabla 7.19: Transmitancia térmica máxima de cerramientos y particiones interiores de la envolvente térmica U en W/m<sup>2</sup>·K. FUENTE: CTE.</i>	137
<i>Tabla 7.20: Comparativa de los valores de transmitancia con los valores de la normativa</i>	137
<i>Tabla 7.21: Cálculo de la demanda de Calefacción. Pérdidas y ganancias de calor mensuales desglosado en los tipos de cargas térmicas y habitaciones.</i>	139
<i>Tabla 7.22: Total de las cargas térmicas mensuales para Calefacción.</i>	140
<i>Tabla 7.23: Resistencias térmicas de la tubería del circuito primario.</i>	147
<i>Tabla 7.24: Solución de incógnitas. La instalación atiende la demanda de ACS y la demanda de Calefacción.</i>	154

<i>Tabla 7.25: Coeficientes multiplicadores según las características de las viviendas que se encuentran en el interior del edificio. FUENTE: Referencia [16].</i>	160
<i>Tabla 7.26: Resumen de resultados para determinar el volumen de acumulación necesario del depósito de ACS.</i>	163
<i>Tabla 7.27: Eficiencia, coeficiente global de transferencia de calor y número de placas para cada uno de los intercambiadores. Resultados obtenidos del programa de Mathcad.</i>	169
<i>Tabla 7.28: Valores de las constantes C y m en función del número de Reynolds. FUENTE: Referencia [19].</i>	170
<i>Tabla 7.29: Resultados de las variables para el cálculo de la caída de presión para los dos fluidos en los intercambiadores.</i>	170
<i>Tabla 7.30: Espesor mínimo [mm] de aislamiento en tuberías que transportan fluido caliente por la parte exterior del edificio. FUENTE: RITE.</i>	176
<i>Tabla 7.31: Diámetro de la conexión de vaciado. FUENTE: RITE.</i>	176
<i>Tabla 7.32: Diámetros de las tuberías requeridos según el número de captadores instalados. FUENTE: Manual del fabricante.</i>	176
<i>Tabla 7.33: Diámetros normalizados para las tuberías de cobre (Normas NIA). FUENTE: <a href="http://www.terra.es/personal8/2501174/nia/t1-2.htm">http://www.terra.es/personal8/2501174/nia/t1-2.htm</a>.</i>	177
<i>Tabla 7.34: Valores de <math>K_s</math> provocados por algunos componentes de la instalación. FUENTE: <a href="http://www.miliarium.com/prontuario/MedioAmbiente/Aguas/PerdidaCarga.htm#Darcy-Weisbach_%281875%29">http://www.miliarium.com/prontuario/MedioAmbiente/Aguas/PerdidaCarga.htm#Darcy-Weisbach_%281875%29</a>.</i>	179
<i>Tabla 7.35: Rugosidad absoluta de algunos materiales. FUENTE: <a href="http://www.miliarium.com/prontuario/MedioAmbiente/Aguas/PerdidaCarga.htm#Darcy-Weisbach_%281875%29">http://www.miliarium.com/prontuario/MedioAmbiente/Aguas/PerdidaCarga.htm#Darcy-Weisbach_%281875%29</a>.</i>	180
<i>Tabla 7.36: Comprobación de que las pérdidas de carga por metro cumplen la condición exigida por el PCT.</i>	185
<i>Tabla 7.37: Diseño de las bombas de impulsión. Potencia mínima que deben tener las bombas para cada circuito.</i>	185
<i>Tabla 7.38: Dimensionamiento de los vasos de expansión en el circuito primario, secundario y terciario. ...</i>	191
<i>Tabla 7.39: Comparación entre el sistema clásico/sistema radiante de calefacción.</i>	197
<i>Tabla 7.40: Cálculo del área disponible para paneles y los paneles que se instalarán en cada habitación. ..</i>	202
<i>Tabla 7.41: Caudal necesario para cada habitación.</i>	202
<i>Tabla 8.1: Condiciones interiores durante los meses de verano.</i>	208
<i>Tabla 8.2: Valores de diferencias equivalentes de temperaturas para un muro de composición tipo “medio” y las siguientes condiciones: temperatura exterior = 35 °C; temperatura interior = 27°C; OMD = 11°C. Mes de Julio, y 40° de latitud norte. FUENTE: Referencia [25].</i>	211
<i>Tabla 8.3: Factor de corrección “a”, para emplear los valores de la tabla anterior a nuestras condiciones concretas.</i>	211

<i>Tabla 8.4: Condiciones climáticas exteriores de proyecto. FUENTE: Referencia [38]. Se puede ver la temperatura seca máxima con un NPA de un 2 % es de 30,6 °C, como condición de proyecto de refrigeración en verano. ....</i>	<i>212</i>
<i>Tabla 8.5: Valor medio mensual de las ganancias de calor a través de la cubierta para climatización.....</i>	<i>213</i>
<i>Tabla 8.6: Ganancias y pérdidas a través de las paredes para climatización. ....</i>	<i>213</i>
<i>Tabla 8.7: Pérdidas medias mensuales a través del suelo. ....</i>	<i>214</i>
<i>Tabla 8.8: Ganancias medias mensuales a través de las puertas con cristales. ....</i>	<i>214</i>
<i>Tabla 8.9: Cargas térmicas de radiación a través de las ventanas en verano. ....</i>	<i>215</i>
<i>Tabla 8.10: Cargas térmicas de transmisión a través de las puertas opacas en verano. ....</i>	<i>215</i>
<i>Tabla 8.11: Condiciones del aire exterior e interior en verano.....</i>	<i>216</i>
<i>Tabla 8.12: Cargas medias mensuales debidas a la ventilación.....</i>	<i>217</i>
<i>Tabla 8.13: Cargas térmicas medias mensuales debidas a infiltraciones.....</i>	<i>218</i>
<i>Tabla 8.14: Cargas térmicas internas medias mensuales debidas a los ocupantes de la vivienda. ....</i>	<i>218</i>
<i>Tabla 8.15: Ganancias medias mensuales debidas a la iluminación. ....</i>	<i>219</i>
<i>Tabla 8.16: Ganancias medias mensuales debidas a la existencia de un ordenador en cada habitación.....</i>	<i>219</i>
<i>Tabla 8.17: Resumen de las cargas térmicas máximas de climatización.....</i>	<i>220</i>
<i>Tabla 8.18: Condiciones de presión y entalpía para el refrigerante en los diferentes puntos del circuito de climatización. ....</i>	<i>224</i>
<i>Tabla 8.19: Cálculo del calor necesario que habría que aportar a la piscina para mantener una temperatura de 23 °C en el agua. ....</i>	<i>231</i>
<i>Tabla 10.1: Energía consumida mensual y acumulada (anual) (ACS y Calefacción.....</i>	<i>239</i>
<i>Tabla 10.2: Tarifa de último recurso del gas natural (sin IVA). FUENTE: <a href="http://www.cne.es">www.cne.es</a> ....</i>	<i>240</i>
<i>Tabla 10.3: Coste monetario de la energía que se consumiría en un año sin considerar el aporte solar (ACS y Calefacción).....</i>	<i>240</i>
<i>Tabla 10.4: Consumo de energía para nuestra instalación considerando el aporte solar de ACS y Calefacción. ....</i>	<i>241</i>
<i>Tabla 10.5: Ahorro económico que supone la tecnología solar en la instalación. ....</i>	<i>241</i>
<i>Tabla 11.1: Contribución de los diferentes componentes de la instalación a cada categoría de daños. FUENTE: Referencia [30]. ....</i>	<i>246</i>
<i>Tabla 11.2: Subcategorías de impacto.....</i>	<i>247</i>
<i>Tabla 11.3: Contribución de las principales sustancias de los componentes de la instalación a las categorías de impacto. FUENTE: Referencia [30]. ....</i>	<i>249</i>
<i>Tabla 12.1: Presupuesto estimado inicial de la instalación ACS y Calefacción. ....</i>	<i>257</i>
<i>Tabla 12.2: VAN para el año m para la instalación de ACS y Calefacción. ....</i>	<i>258</i>

<i>Tabla 13.1: Transmitancia térmica máxima de cerramientos y particiones interiores de la envolvente térmica U en <math>W/m^2 \cdot K</math>. FUENTE: CTE. ....</i>	<i>261</i>
<i>Tabla 13.2: Comparativa de los valores de transmitancia con los valores de la normativa. ....</i>	<i>262</i>

# [ PFC: DISEÑO DE UNA INSTALACIÓN SOLAR TÉRMICA CON APLICACIONES DE ACS, CALEFACCIÓN Y CLIMATIZACIÓN PARA UN EDIFICIO SITUADO EN SEGOVIA. ]

1	INTRODUCCIÓN	33
1.1	Consumo Energético Actual	33
1.1.1	Consumo mundial de energía primaria	33
1.1.2	Consumo español de energía primaria	34
1.1.2.1	Distribución del consumo de energía por sectores (Europa/España).	37
1.1.2.1.1	Sector del transporte	37
1.1.2.1.2	Sector residencial	38
1.2	Cambio climático	40
1.2.1	Clima de España y tendencias	41
1.3	Emisiones Mundiales de CO <sub>2</sub>	42
1.4	¿Se podría abastecer a toda la humanidad mediante las energías renovables?	43
1.5	RoadMap 2050	44
1.5.1	Estimaciones de RoadMap 2050 con respecto al consumo producido en las viviendas	49
1.6	Arquitectura bioclimática: Una herramienta para conseguir buenas eficiencias energéticas	50
1.6.1	Arquitectura solar pasiva	51
1.6.1.1	Elementos arquitectónicos específicos para captar energía solar	53
1.6.2	Energía solar activa	55
1.6.3	¿Cómo podemos conseguir un mayor aprovechamiento de energía solar por métodos pasivos en viviendas no construidas siguiendo los principios de la arquitectura solar pasiva?	57
1.7	Energías renovables en España	59

# 1 INTRODUCCIÓN

En este apartado se tratará de poner en contexto la situación actual del consumo y demanda energética, así como el nivel de desarrollo de las energías renovables tanto en el mundo como en España.

## 1.1 Consumo Energético Actual

### 1.1.1 Consumo mundial de energía primaria

La energía consumida mundial proviene de diversas fuentes, tal como indica el **Gráfico 1.2 y Gráfico 1.1**, así, alrededor de un 80 % de la energía consumida proviene del petróleo, del carbón o del gas. Dejando un 20% a otras fuentes: nuclear, hidroeléctricas, biomasa, etc. La energía consumida en 2.009 alcanzó los 12.039 Mtep<sup>2</sup>.

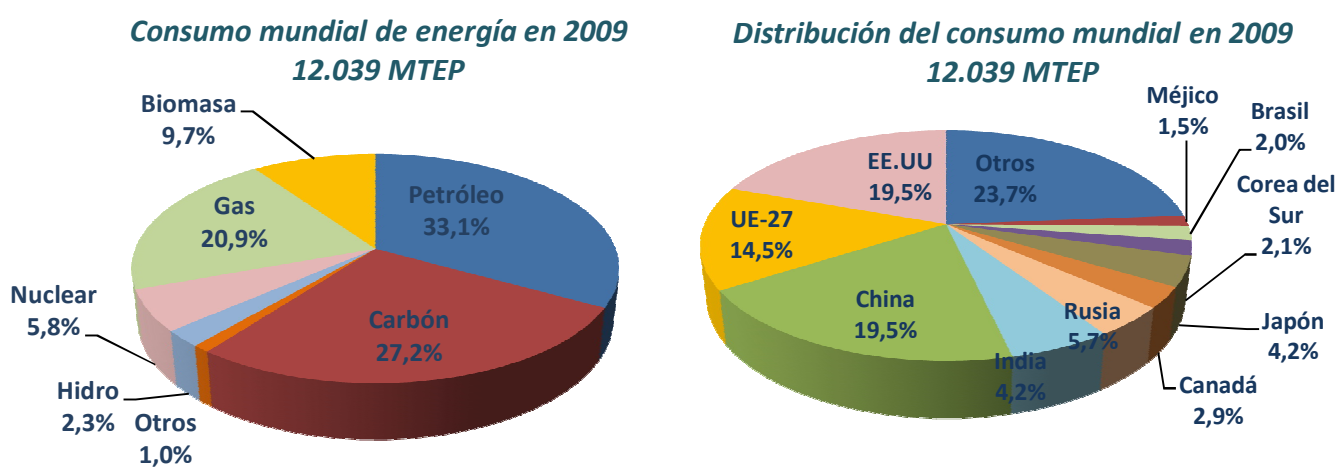


Gráfico 1.2: Consumo mundial de energía en 2009. FUENTE: Referencia [32].

Gráfico 1.1: Distribución del consumo mundial en 2009. FUENTE: Referencia [32].

En cuanto a los lugares en los que se consume la energía (Gráfico....), se puede apreciar que los mayores consumos se producen en China y EE.UU (con un 19,5 % cada una). La Unión Europea consume un 14,5% de la energía producida.

Un aspecto importante a tener en cuenta respecto al consumo energético mundial es el acceso no uniforme de la tecnología en la humanidad, está muy desigualmente repartido. **Actualmente 1.600 millones de seres humanos carecen de acceso a la energía comercial, de un total de 6.200 millones. El 30% de la población mundial usa el 90% de la energía.** Lo que hace que un 23,7 % de la energía producida se reparta entre África, resto de países de Asia, resto de América y otros países no indicados en el Gráfico en subdesarrollo. Como dato, en media un habitante Africano consume 150 veces menos electricidad que un canadiense. El 40

<sup>2</sup> **Mtep** = millones de toneladas equivalentes de petróleo. Siendo 1 tep = tonelada equivalente de petróleo, calor liberado al arden completamente 1 tonelada de petróleo de referencia  $\rightarrow 10^7$  kcal según la Agencia Internacional de la Energía (IEA), lo cual equivale a sumir un poder calorífico inferior de 41, 85 MJ/kg = 10.000 kcal/kg.

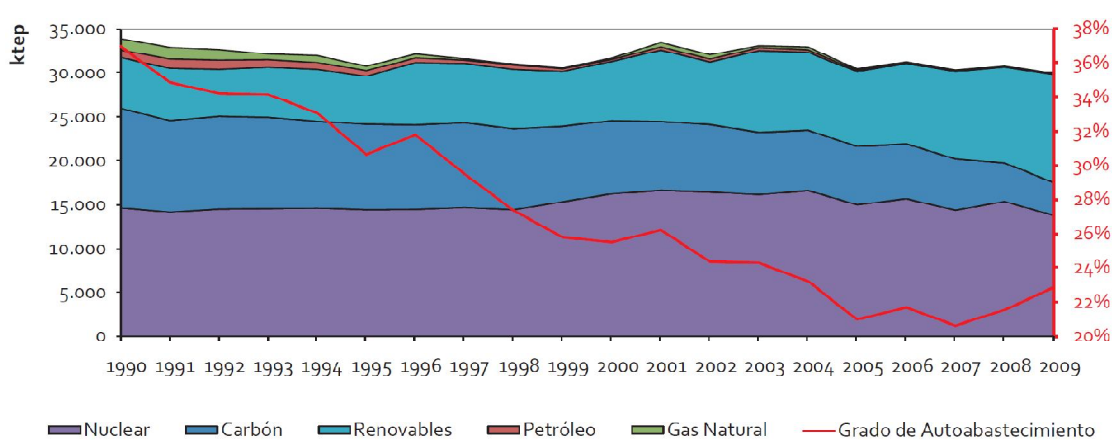
**PCI** (poder calorífico inferior): expresa la cantidad de calor liberado en la combustión completa de un combustible a una presión y temperatura que generalmente es la de un ambiente normal. El poder calorífico supone generalmente una reacción a presión constante.

% de la población mundial carece de energía eléctrica. En África subsahariana solo el 10 % de la población está conectada a la red eléctrica.

### 1.1.2 Consumo español de energía primaria

España carece de yacimientos energéticos importantes, por lo que depende en un 80 % de las importaciones, primordialmente petróleo, gas natural y carbón. Esta dependencia podría subir hasta un 90 % de la energía primaria en unas décadas. En contraste, Europa importa un 50 % de la energía y se espera que llegue al 70 % en un futuro próximo.

Como se puede apreciar en el **Gráfico 1.3**, desde el año 2007 el grado autoabastecimiento ha sufrido un leve aumento, tras descender año tras años durante los últimos 17 años. Esto puede deberse al fomento de las energías renovables en nuestro país, fundamentalmente el incremento de energía eólica.



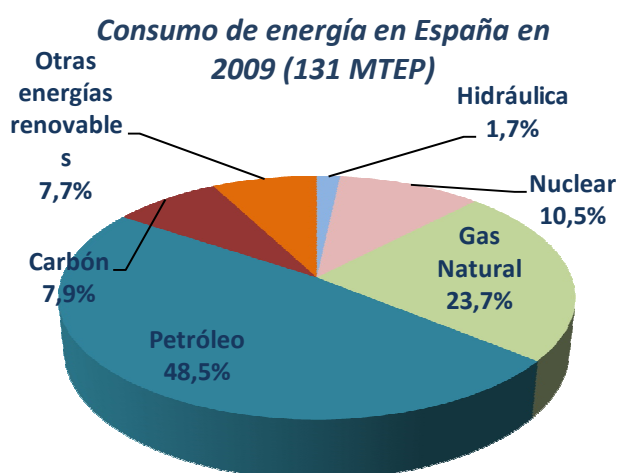
FUENTE: BP Stat. Review.

**Gráfico 1.3: Evolución de la dependencia energética en España desde 1990 hasta la actualidad. FUENTE: Referencia [32].**

En el **Gráfico 1.4** se muestra con los mismos colores la energía consumida de las mismas fuentes primarias del Gráfico con valores mundiales. Así, podemos comparar la diferente distribución que tiene España con respecto a las categorías de consumo mundial.

El porcentaje de energía consumida proveniente de renovables en España es ligeramente inferior que la media mundial (un 7,7% en España frente a un 10,7% mundial).

El consumo de energía primaria en España en 2009 ha sido de 131 Mtep. Puesto que España es miembro de Unión Europea y su consumo supone un 14,5 % del consumo mundial, tenemos que el consumo de energía en España en 2009 ha supuesto un 5,6 % del consumo de la Unión Europea y un 1,1 % del consumo de energía mundial.



**Gráfico 1.4: Consumo de energía en España. FUENTE: Referencia [32].**



El consumo de energía final<sup>3</sup> en España durante 2009, incluyendo el consumo para usos no energéticos fue de 97776 kilotoneladas equivalentes de petróleo (ktep), un 7,4 % inferior al de 2008. Esta evolución se ha debido al menor consumo en todos los sectores, pero especialmente de la demanda industrial y transporte. Las condiciones climáticas medias han sido ligeramente más suaves que el año anterior.

Por sectores, se ha producido un importante descenso de la demanda energética en la industria en el total del año, 11,2%, debido al menor nivel de actividad. El índice de Producción Industrial ha bajado el 16,2 % en el año, con menor actividad en todos los agregados. En los sectores residencia y terciario, la demanda ha bajado el 6 %, por la menor actividad en servicios y, en parte, por las condiciones climáticas citadas. La demanda en el transporte también ha bajado, el 5%, rompiendo la tendencia de fuertes crecimientos de años anteriores.

La demanda de energía eléctrica ha bajado un 5,6 % en 2009 respecto al año anterior, donde ha sido determinante la menor actividad económica, aunque las diferencias de laboralidad y temperatura han contribuido a bajar ligeramente la demanda entre los dos años.

En cuanto al consumo de combustibles, hay que destacar los descensos del 12 % en el consumo final de gas, del 7,1% en el consumo final de productos petrolíferos, debido al descenso citado de la demanda del transporte y al menor consumo de algunas materias primas en la industria.

	1980	1983	1986	1989	1992	1995	1998	2003	2005	2007	2008	2009
<b>PIB</b>	<b>353,20</b>	<b>363,60</b>	<b>391,70</b>	<b>459,20</b>	<b>494,30</b>	<b>515,40</b>	<b>572,80</b>	<b>691,40</b>	<b>739,00</b>	<b>796,20</b>	<b>803,37</b>	<b>774,50</b>
Carbón/PIB	37,76	48,50	47,73	41,75	39,00	36,32	31,95	30,44	30,47	27,46	19,26	15,39
Petroleo/PIB	141,76	117,01	103,84	100,23	102,09	105,96	107,66	100,13	97,11	88,98	84,87	82,21
Gas natural/PIB	4,44	6,06	5,96	9,81	11,84	14,56	20,63	30,74	39,41	39,69	43,30	40,16
Nuclear/PIB	3,83	7,64	24,92	31,85	29,41	28,03	26,84	23,32	20,29	18,04	19,13	17,75
Hidráulica/PIB	7,20	6,42	5,83	3,57	3,49	3,88	5,62	6,63	4,77	6,01	6,25	7,76
Saldo electr./PIB	-0,34	-0,02	-0,28	-0,34	0,11	0,75	0,51	0,16	-0,16	-0,62	-1,18	-0,90
<b>Energía primaria/PIB.</b>	<b>194,65</b>	<b>185,61</b>	<b>188,01</b>	<b>186,87</b>	<b>185,94</b>	<b>189,50</b>	<b>193,22</b>	<b>191,43</b>	<b>191,89</b>	<b>179,56</b>	<b>171,62</b>	<b>162,38</b>
<b>Índice (Año 1980=100)</b>	<b>100,00</b>	<b>95,36</b>	<b>96,59</b>	<b>96,00</b>	<b>95,52</b>	<b>97,36</b>	<b>99,26</b>	<b>98,34</b>	<b>98,58</b>	<b>92,25</b>	<b>88,17</b>	<b>83,42</b>

Metodología: A.I.E.  
 PIB en miles de millones de Euros constantes de 2000.  
**FUENTE:** SEE

**Tabla 1.1: Consumo de energía primaria por unidad de PIB. (TEP/Millón de euros constantes de 2000). FUENTE: Referencia [32].**

<sup>3</sup> Se entiende por energía final, a la forma de energía deseada por el consumidor, calor o trabajo, aparte de alimento. Puede ser la misma que la secundaria o transformada de nuevo. Por ejemplo, es el calor producido por electricidad. La electricidad, se trata como una fuente de energía secundaria, pues no se encuentra en la naturaleza de forma útil.

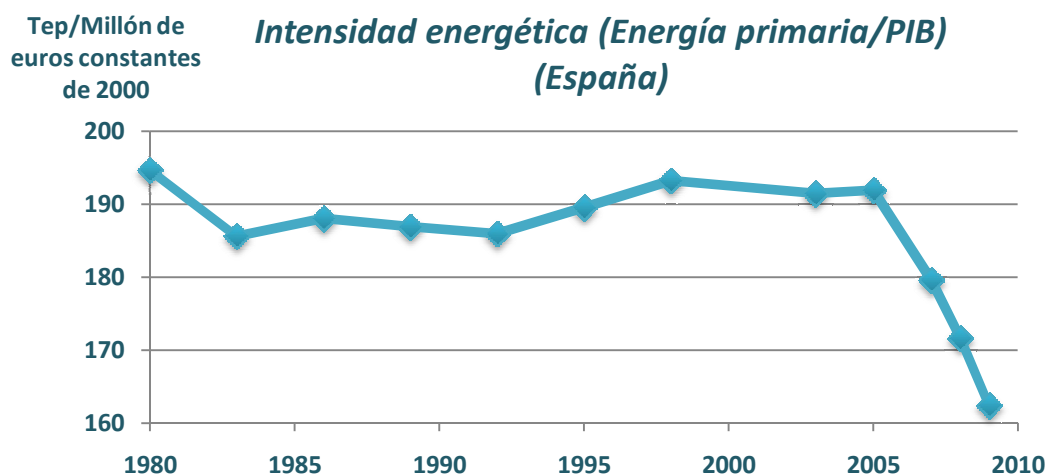


Gráfico 1.5: Evolución de la intensidad energética<sup>4</sup> española desde 1980 hasta la actualidad. FUENTE: Referencia [32].

En la **Tabla 1.1** y **Gráfico 1.6**, se recoge la evolución del consumo de energía primaria por unidad de PIB desde 1980, sin incluir el consumo de energías renovables finales. En 2009 ha mejorado un 5,3 % desde 2004 se observa una tendencia de descenso sostenido de este ratio, un 16,1 % en total, rompiendo la tendencia de aumento en los años anteriores. Esto se ha debido tanto a la evolución de las intensidades finales como la mejora de eficiencia de las nuevas tecnologías de generación eléctrica.

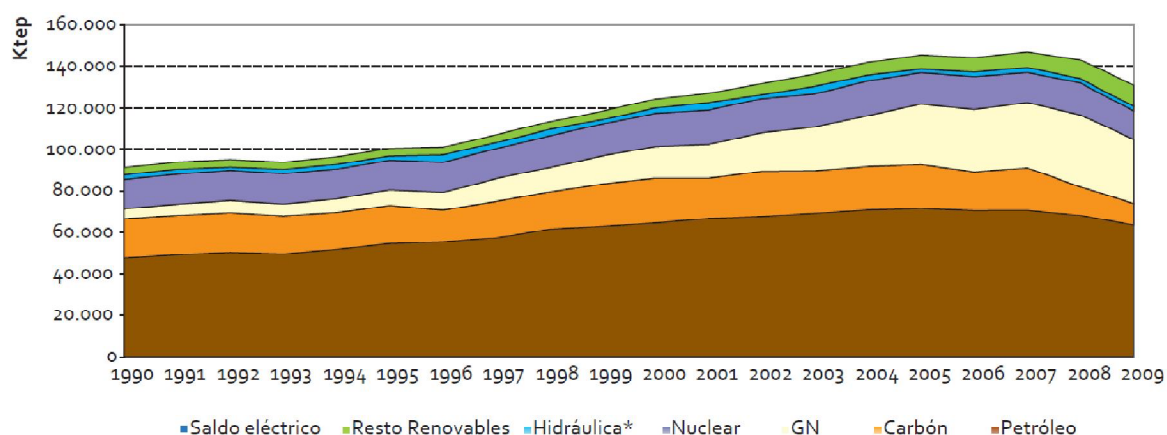


Gráfico 1.6: Evolución del consumo de energía primaria en ktep en España. FUENTE: Referencia [32].

<sup>4</sup> Un país con una intensidad energética elevada implica que es muy consumidor para la riqueza que genera. Todos los países muestran una curva similar de intensidad energética con forma de colina. Inicialmente la intensidad energética sube, mientras se desarrolla el país, para alcanzar un máximo y descendiendo permanentemente, después del cambio de modo, es decir, una vez desarrollado el país. La subida inicial corresponde con construcción de las infraestructuras pesadas y a las políticas desarrollistas que ofrecen al ciudadano energía a precios abordables y a menudo por debajo de su coste. El descenso posterior se debe a la saturación de bienes y servicios de fuerte contenido energético que acompañan a la elevación del nivel de vida. La economía normalmente evoluciona hacia el sector servicios, menos consumidor que el sector industrial.

El valor máximo de la intensidad energética (máximo de la colina) indica el nivel de eficiencia de las tecnologías que hacen posible el desarrollo de un país. Así, los países que se han desarrollado más tarde, tienen un máximo inferior que sus predecesores.

### 1.1.2.1 Distribución del consumo de energía por sectores (Europa/España).

El reparto de la energía final entre los diferentes sectores: Industria, Transporte y Usos diversos<sup>5</sup> puede verse en la **Tabla 1.2**, **Gráfico 1.7** y **Gráfico 1.8**.

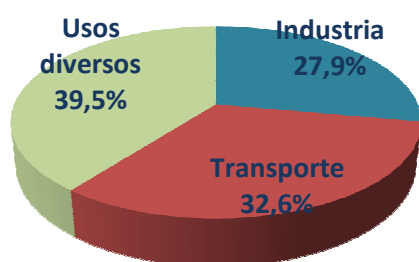
	2008		2009		2009/08
	ktep.	Estruct.	ktep.	Estruct.	%
INDUSTRIA	36.625	34,7	32.521	33,3	-11,2
TRANSPORTE	39.920	37,8	37.926	38,8	-5,0
USOS DIVERSOS	29.071	27,5	27.330	28,0	-6,0
TOTAL	105.615	100,0	97.776	100,0	-7,4

Metodología: A.I.E.  
FUENTE: SEE.

**Tabla 1.2: Consumo de energía final por sectores: Industria, Transporte y Usos diversos. FUENTE: Referencia [32].**

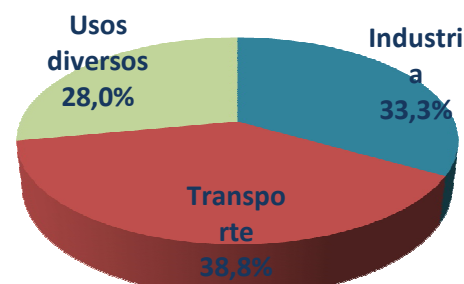
Se puede observar que el porcentaje de energía destinada a usos diversos (entre los que se incluye el uso doméstico) es superior en la Unión Europea que en España. Mientras, en el sector industrial ocurre justo lo contrario, la industria en España consume más recursos que en la Unión Europea.

**Consumo de energía final por sectores en Europa en 2009**



**Gráfico 1.7: Consumo de energía final por sectores en Europa en 2009. FUENTE: Referencia [32].**

**Consumo de energía final por sectores en España durante 2009**



**Gráfico 1.8: Consumo de energía final por sectores en España durante 2009. FUENTE: Referencia [32].**

Por otra parte, el sector del transporte resulta ser el más consumista en España. Por esta razón, vamos a conocer datos más precisos de este sector, que nos justifiquen este valor.

#### 1.1.2.1.1 Sector del transporte

En general, la razón del elevado peso del sector del transporte (consumiendo cerca del 40% de la energía total) en el consumo energético total nacional se encuentra ligado al aumento de movilidad así como a los niveles de motorización. Estos factores explican en gran medida la evolución de la intensidad energética de este sector, expresada como el consumo energético del sector transporte respecto al PIB.

El consumo del transporte ha ido aumentando durante los últimos 15 años, descendiendo levemente desde 2007 hasta ahora. Esta disminución podría deberse a unos medios de locomoción cada vez más eficientes.

<sup>5</sup> Por usos diversos se entiende el sector residencial (hogares, oficinas, centros comerciales e instalaciones dependientes de la administración pública), terciario, agricultura y pesca.

### *Distribución del consumo energético en el transporte según el modo en España*

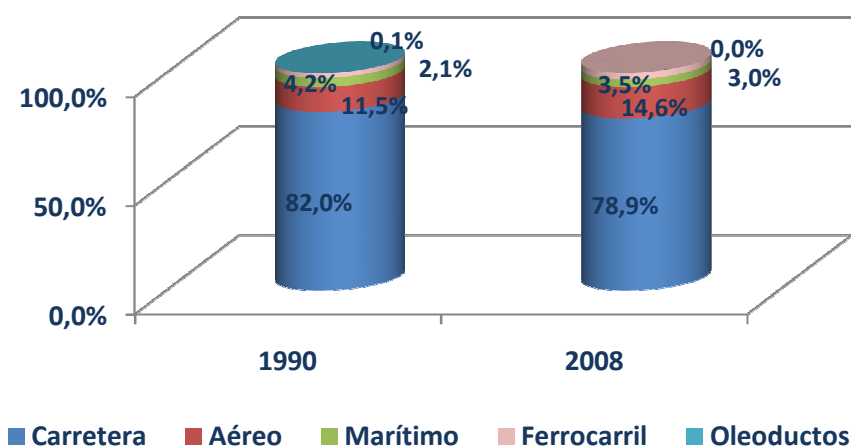


Gráfico 1.9: Consumo energético por modos de transporte. FUENTE: Referencia [33]

El medio más empleado por los españoles es la carretera (Gráfico 1.9), sin embargo, comparando el peso de este transporte en 1990 y 2008, ha disminuido su utilización en un 3%. Al mismo tiempo, el uso del transporte aéreo se incrementado en un 3%.

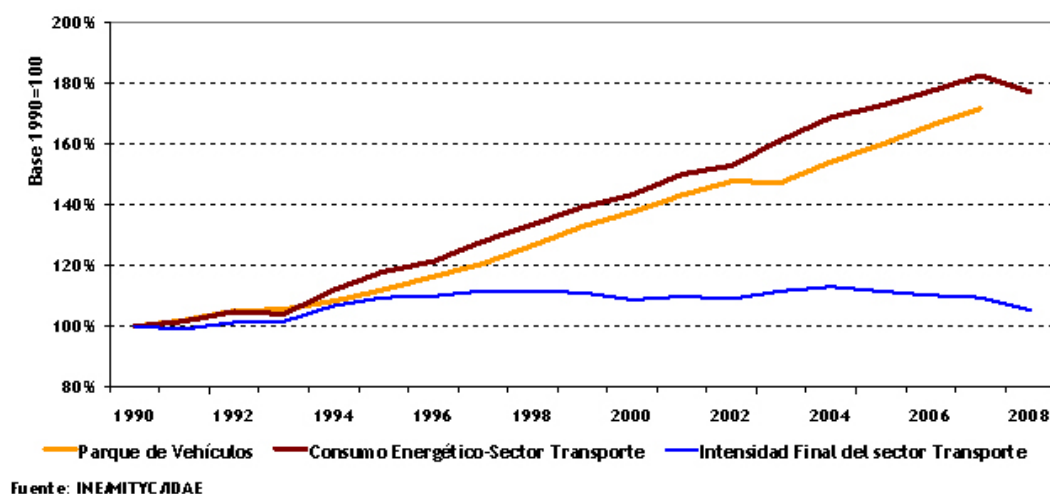


Gráfico 1.10: Principales indicadores en el sector transporte. FUENTE: Referencia [33].

En la actualidad el parque circulante en España supera los 15 millones de vehículos, lo que equivale a un ratio de uno 350 vehículos por cada mil habitantes, aun por debajo de los 500 de la media europea.

#### 1.1.2.1.2 Sector residencial

Sin duda, este es el sector que más nos concierne en nuestro estudio.

La distribución del consumo energético por usos en el año 2008, muestra al consumo asociado a calefacción de las viviendas (47,3%) como el mayor demandante de energía. Este dato contrasta el 67% de cuota que este uso registra en la media europea, lo cual se explica en buena parte por la benevolencia de nuestro clima

en invierno. Se espera, sin embargo, que en lo sucesivo aumente el consumo de la calefacción, principalmente como consecuencia de la tendencia a un mejor equipamiento así como a la progresiva penetración de los sistemas individuales de calefacción, en general menos eficientes que los sistemas colectivos.

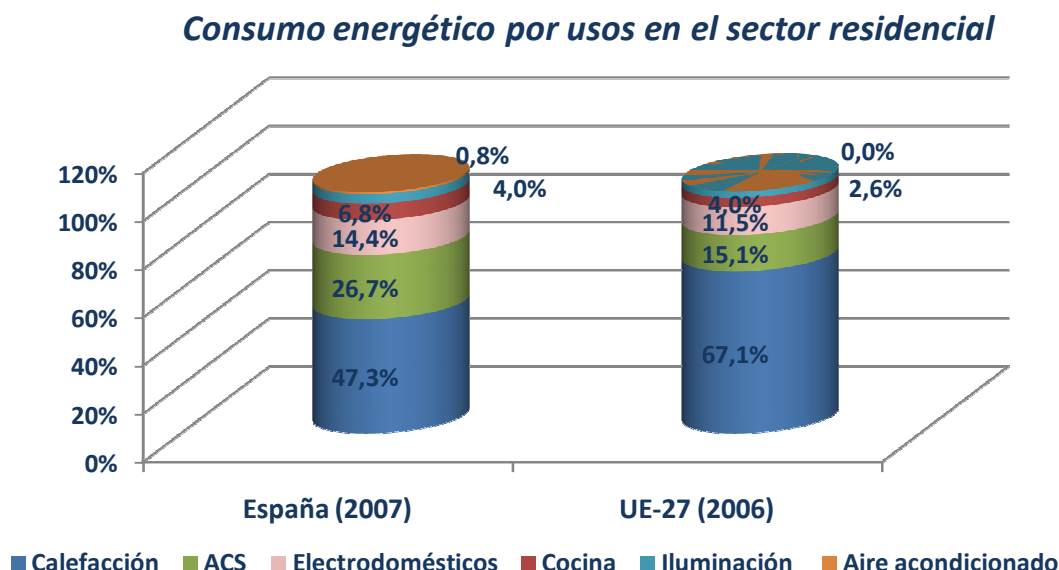


Gráfico 1.11: Distribución del consumo energético residencial entre usos. FUENTE: Referencia [33].

Los consumos expresados en toneladas equivalentes de petróleo de cada una de las categorías para España en 2007 fueron:

Consumo de energía	tep	%
Usos diversos	27.330	100%
Calefacción	12.927,09	47,3%
Cocina	1.850,241	6,8%
ACS	7.299,843	26,7%
Electrodomésticos	3.935,52	14,4%
Iluminación	1.090,467	4,0%
Aire Acondicionado	226,839	0,8%

Tabla 1.3: Consumo de energía en los distintos usos en España durante 2006.

Siguiendo en orden de magnitud decreciente, se sitúan a continuación los consumos de agua caliente sanitaria y cocina, con mayor representatividad que a nivel de la media europea. Finalmente, cabe mencionar el consumo absorbido en climatización, que a pesar de su escasa participación en el consumo energético (inferior al 1%) resulta problemático en cuanto a su impacto en las puntas de demanda, siendo esto especialmente acusado en los periodos estivales. Se espera que los últimos avances en la legislación relativa a la edificación (envolvente térmica, arquitectura bioclimática, etc.) permitan atenuar la incidencia de este consumo.

Por otra parte, de acuerdo a la última información disponible, relativa al año 2007, la comparación a nivel europeo del consumo energético por hogar corregido por el clima, sitúa a nuestro país como el menos intensivo energéticamente con aproximadamente 1 tep/hogar, es decir, alrededor de un 40% inferior al consumo energético medio de un hogar europeo.

## 1.2 Cambio climático

Actualmente, el cambio climático es un hecho evidente. A pesar de que la sociedad a menudo haga oídos sordos a la mayoría de modelos sobre el cambio climático, las evidencias son cada vez menos innegables por parte de todos.

Los principales efectos son:

### ✓ Temperatura.

La **temperatura** experimentó un **aumento** de  $+0,6\text{ }^{\circ}\text{C}$  (con incertidumbre de  $\pm 0,2\text{ }^{\circ}\text{C}$ ) durante el siglo XX, si se considera el promedio global a nivel de superficie. El aumento no ha sido regular. En la **Gráfico 1.12**, se advierte un sostenido crecimiento entre principios del siglo y 1940, aproximadamente. Entre ese año y 1970 se registró un leve descenso. Sin embargo durante las décadas de 1980 y 1990 la temperatura volvió a subir con una tasa similar a la registrada a principios de siglo.

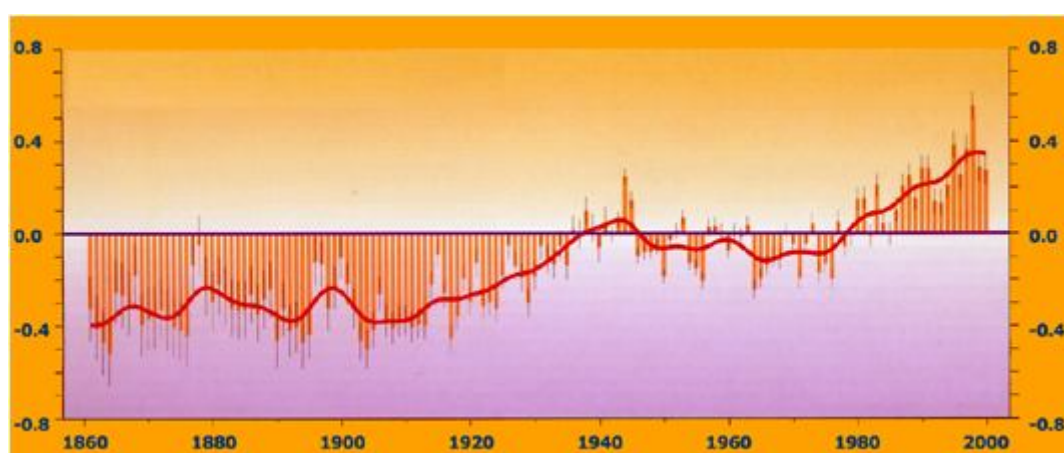


Gráfico 1.12: Variación de la temperatura global a nivel de superficie. FUENTE: Informe IPCC 2001. (Referencia [R].)

El aumento proyectado en la temperatura media del planeta, a nivel de superficie entre 1990 y el 2100, oscila entre  $+1,4\text{ }^{\circ}\text{C}$  en el escenario más optimista, y  $+5,5\text{ }^{\circ}\text{C}$  en el más pesimista. Esta tasa de aumento es entre 2 y 10 veces el observado durante el siglo XX, y de acuerdo a estudios paleoclimáticos es muy probable que no tenga precedente por lo menos en los últimos 10.000 años.

### ✓ Precipitaciones

Durante el siglo XX la precipitación aumentó entre un 5% y un 10 % en las áreas continentales del Hemisferio Norte, aunque dicho incremento no se verificó en forma homogénea en todas las áreas continentales.

Como resultado de un ciclo hidrológico más activo, se espera que los promedios globales anuales de precipitación y evaporación aumenten. Por otra parte, el ambiente más cálido permitirá una mayor concentración de vapor de agua en la atmósfera, a nivel global.

Los cambios regionales de precipitación, tanto por aumento o disminución se estiman que serán entre un 5% y un 20%. Así, cada vez serán más comunes tanto los periodos de sequías como las inundaciones.

### ✓ Nivel del mar.

Durante el siglo XX el nivel medio del mar subió entre 10 y 20 cm. Este cambio se atribuye principalmente a la expansión térmica asociada a un aumento de la temperatura media de los océanos.

Como resultado de la pérdida de masa de los campos de hielos y glaciares se proyecta hasta el año 2100 un aumento del nivel medio del mar entre +8 cm y +88 cm.

### ✓ Glaciares y campos de hielo.

Es muy probable que los glaciares alejados de los Polos continúen retrocediendo durante el siglo XXI. Así mismo, debido al calentamiento proyectado, existe una alta probabilidad de que las áreas cubiertas de nieve o permafrost, así como los hielos marinos disminuyan en extensión.

## 1.2.1 Clima de España y tendencias

La ubicación geográfica de España supone la existencia de **grandes contrastes térmicos y pluviométricos**. El clima invernal en España presenta similitudes con el del resto de Europa, mientras que el verano las presenta con el norte de África. Esta transición supone la existencia de olas de frío y calor de manera recurrente, potenciadas por la naturaleza ondulatoria de la circulación global de la atmósfera. De manera análoga las precipitaciones descargan de manera errática; periodos de sequía se alternan con periodos de abundantes precipitaciones.

Atendiendo a los registros de precipitaciones y temperaturas de que se disponen se observa que la temperatura muestra una tendencia de aumento con variaciones de temperatura que oscilan entre los 1 y 2 °C entre 1850 y 2005. Como no puede ser de otra manera, tratándose del clima estas variaciones no siguen una tendencia lineal, sin embargo se pueden distinguir tres ciclos:

- ▶ Ascenso de las temperaturas entre 1901 y 1949.
- ▶ Descenso de las temperaturas desde 1949 hasta 1972.
- ▶ Aumento de las temperaturas desde 1973 hasta el presente (es este último período el más alarmante, puesto que ha sido el de más rápido crecimiento).

A nivel estacional el calentamiento ha sido mayor en primavera y verano y dentro de estas estaciones sobre las temperaturas máximas.

El reparto sobre el territorio ha sido a su vez desigual, afectando en mayor medida a la mitad oriental peninsular.

Este análisis se puede hacer extensivo al planeta de manera global.



### 1.3 Emisiones Mundiales de CO<sub>2</sub>

Las emisiones<sup>6</sup> de CO<sub>2</sub> procedentes del consumo de energía en el mundo fueron en 2007, últimos datos disponible, un 53% superiores a las 1990, a pesar del fuerte descenso den el área de Rusia y este de Europa en el periodo debido a la reducción del consumo por la crisis económica. En los países desarrollados se registran sólo ligeros aumentos o estabilización desde 1990, mientras que en Asia se registra un crecimiento significativo, especialmente en China e India. En Europa occidental se registró una práctica estabilización entre esos años, debido al menor uso del carbón en generación eléctrica y usos finales. Por países, en 2007 el principal emisor fue China, seguida de Estados Unidos.

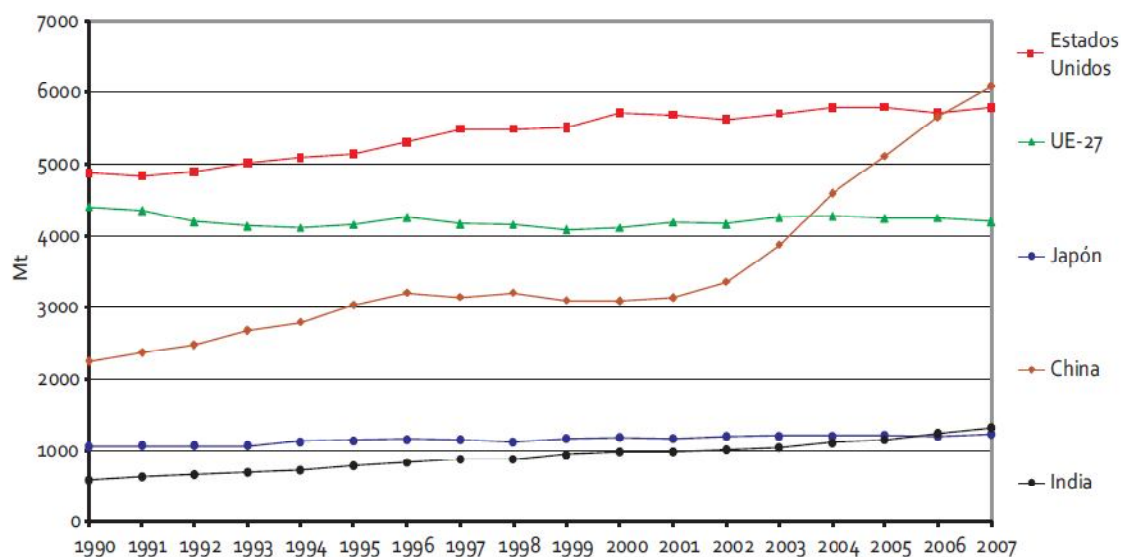


Gráfico 1.13: Evolución de las emisiones de CO<sub>2</sub>. Fuente: Comisión Europea y OCDE.

Las emisiones en países en desarrollo como China, suponen un 21,7% de las emisiones mundiales. Supone un valor bastante alto que nos indica la importancia de reducir emisiones a escala mundial. Actualmente aun existen países en situación de subdesarrollo que en años futuros podrían agravar el problema enormemente.

#### Estructura mundial de las emisiones de CO<sub>2</sub> en 2007

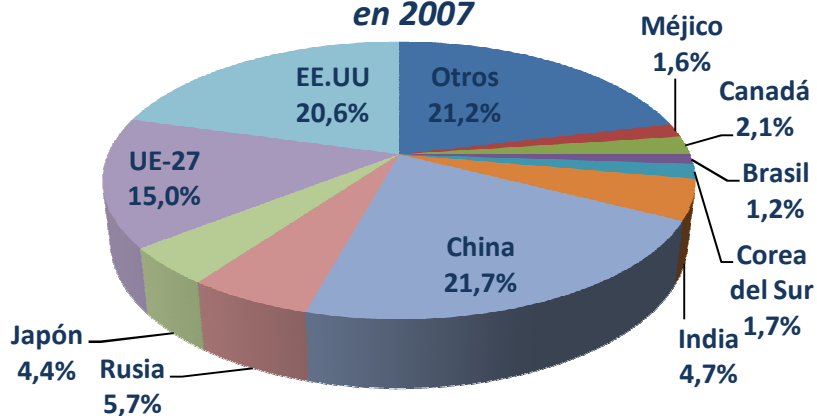


Gráfico 1.14: Estructura mundial de las emisiones de CO<sub>2</sub> en 2007. FUENTE: Referencia [32].

<sup>6</sup> Información más ampliada sobre las emisiones de CO<sub>2</sub> se puede ver en el [apartado 11](#) del presente proyecto.



## 1.4 ¿Se podría abastecer a toda la humanidad mediante las energías renovables?

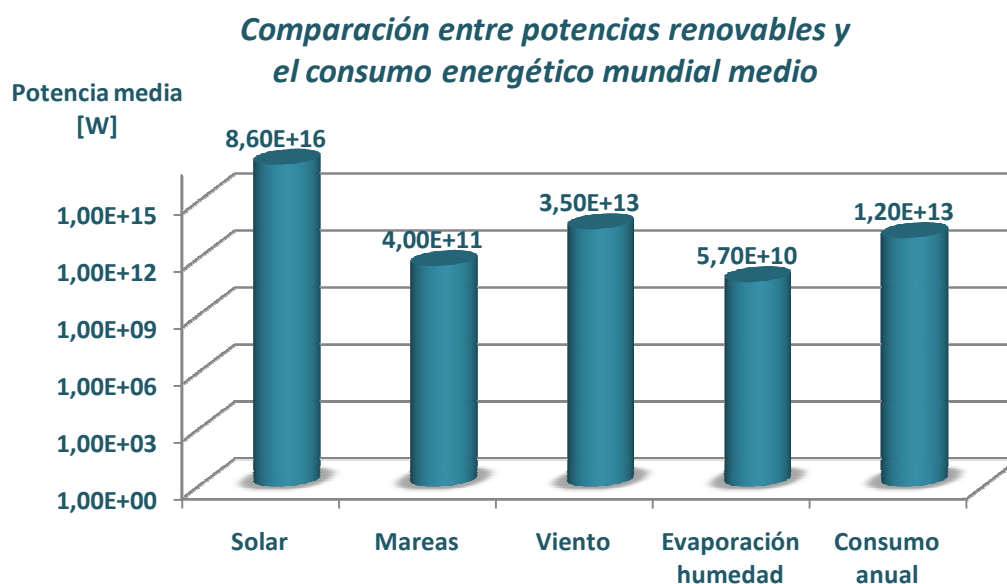


Gráfico 1.15: Valores relativos entre distintas fuentes primarias<sup>7</sup> renovables utilizables por el hombre a escala planetaria y el consumo actual. FUENTE: Referencia [29].

Del gráfico podemos sacar las siguientes **observaciones**:

- ✓ **La energía solar captada** por el planeta **es mucho mayor que el consumo total de la humanidad** (3 órdenes de magnitud). Su aprovechamiento es difícil por la dispersión y variabilidad.
- ✓ El viento involucra cantidades superiores al consumo mundial. Sin embargo, actualmente la producción de electricidad basada en esta fuente es insignificante frente a las fuentes fósiles<sup>8</sup>, salvo en algunos países. Su aprovechamiento total es imposible por repartirse en toda la altura de la atmósfera y sobre los mares, aunque actualmente se empiezan a instalar parques eólicos marinos.
- ✓ Las mareas (energía maremotriz) involucran una cantidad pequeña comparada con el consumo mundial.
- ✓ La evaporación indica el máximo teórico aprovechable como energía hidráulica, pero irrealizable pues lo que llueve en el mar y en tierras bajas es inaprovechable. Lo aprovechable es 3 órdenes de magnitud menor que el consumo mundial.

<sup>7</sup> Como **energía primaria** se entiende, aquella que es obtenida directamente de la fuente. Si la energía es convertida en otro tipo (energía térmica, potencial, química...etc.), se denomina energía secundaria.

<sup>8</sup> Actualmente, el 12% de la electricidad generada en España es de origen eólico, pero esto no ocurre en el resto del mundo, la implantación de esta tecnología es mucho menor, salvo en EE.UU, donde está creciendo velozmente.

## 1.5 RoadMap 2050

En Julio de 2009, los líderes de la Unión Europea y el G8 anunciaron el objetivo de conseguir una reducción de los gases de efecto invernadero de un 80 % sobre los niveles existentes en 1990 para el año 2050. En Octubre de 2009, el Consejo Europeo fijó el objetivo de reducción adecuada para Europa y otras economías desarrolladas en un 80-95% por debajo de los niveles de 1990 para el año 2050. Como apoyo para conseguir este objetivo, el “European Climate Foundation (ECF)” inició un estudio para establecer una base real que persiguiera esta meta y decidir las implicaciones que este hecho tendría para la industria europea, en particular sobre el sector eléctrico. El resultado es “RoadMap 2050”, una guía práctica para una Europa próspera con bajas emisiones de carbono.

La guía se compone de tres volúmenes:

- ▶ El primero de ellos consiste en una evaluación técnica y económica de las diferentes vías de descarbonización.
- ▶ El volumen 2 se ocupará de las consecuencias políticas y de la reglamentación que plantea el análisis.
- ▶ Por último, el volumen 3 abordará las implicaciones que todo esto supone para la sociedad. La ECF defiende encarecidamente que las metas se pueden alcanzar y ayudará a los interesados a comprender los cambios requeridos con más detalle, incluyendo los diferentes modos en los que las diversas regiones experimentarían la transformación.

***La misión de ROAPMAP 2050, consiste en proporcionar un análisis práctico, independiente y objetivo de los diferentes caminos para alcanzar una economía con bajas emisiones de carbono en Europa, prevenir el cambio climático y garantizar la seguridad energética, una verdadera inversión para un futuro sostenible europeo.***

Es una iniciativa de la Fundación del Cima Europea (ECF) y ha sido desarrollada por un conjunto de expertos financiados por el ECF y conducidos por las principales organizaciones existentes en este campo y con la participación de múltiples empresas del sector energético. Está basado en un extenso análisis técnico, económico y político que ilustra por qué es necesario un sector energético libre de emisiones de carbono.

El proyecto Roadmap 2050 comenzó en Agosto de 2009 y durante 8 meses se realizó un enorme trabajo analítico que incluía sesiones específicas con colaboradores de la industria en las que se trató de realizar suposiciones razonables del modo en que las distintas tecnologías podían contribuir a la descarbonización.

Se desarrolló una hoja de ruta para conectar este futuro sostenible con el presente. El objetivo era delinear que significaría alcanzar un desarrollo sostenible real y global para las empresas y mercados, mediante cambios radicales, tanto políticos como en los modos de vida.

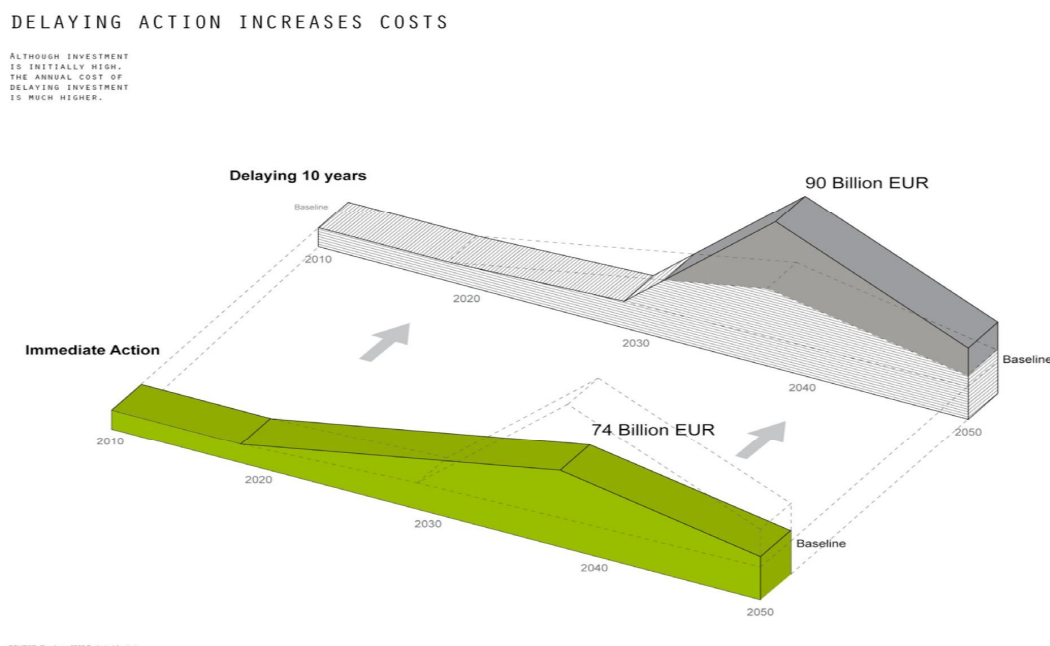
Con la excepción de las instalaciones hidroeléctricas, ***la casi totalidad de la capacidad de generación de energía necesaria para abastecer a Europa en 2050 será necesario construirla en los próximos 40 años.*** Esto es una tarea complicada, a pesar de la diversidad de fuentes de energía existentes, y que plantea un gran desafío, incluso en un escenario de altas emisiones de carbono.

La principal conclusión de RoadMap 2050 es que el problema es básicamente el mismo para todas las energías, desde aquellas que producen un alto contenido de carbono como para las de emisión nula, en cuanto a términos de coste global para los consumidores y la economía europea.

Las inversiones en infraestructura energética tendrán que aumentar entre un 50 y un 100% en los próximos 15 años para ofrecer un sector de la energía sin emisiones de carbono para el año 2050. Además, en este escenario, la factura energética global de la economía irá reduciéndose a partir del 2020, y los gastos del día a día caerán rápidamente durante todo el período.

Estas inversiones tendrán una gran influencia en la creación de 200.000 nuevos puestos de trabajo. La historia ha demostrado que la evolución de la tecnología tiene un impacto positivo y sostenible en el producto interior bruto.

Por tanto aseguran que este coste no puede ser una excusa para no llevar a cabo todos estos cambios en el sector de la energía. Un retraso de estas inversiones supondría un coste superior posterior, tal y como se puede apreciar en la **Figura 1.1**.



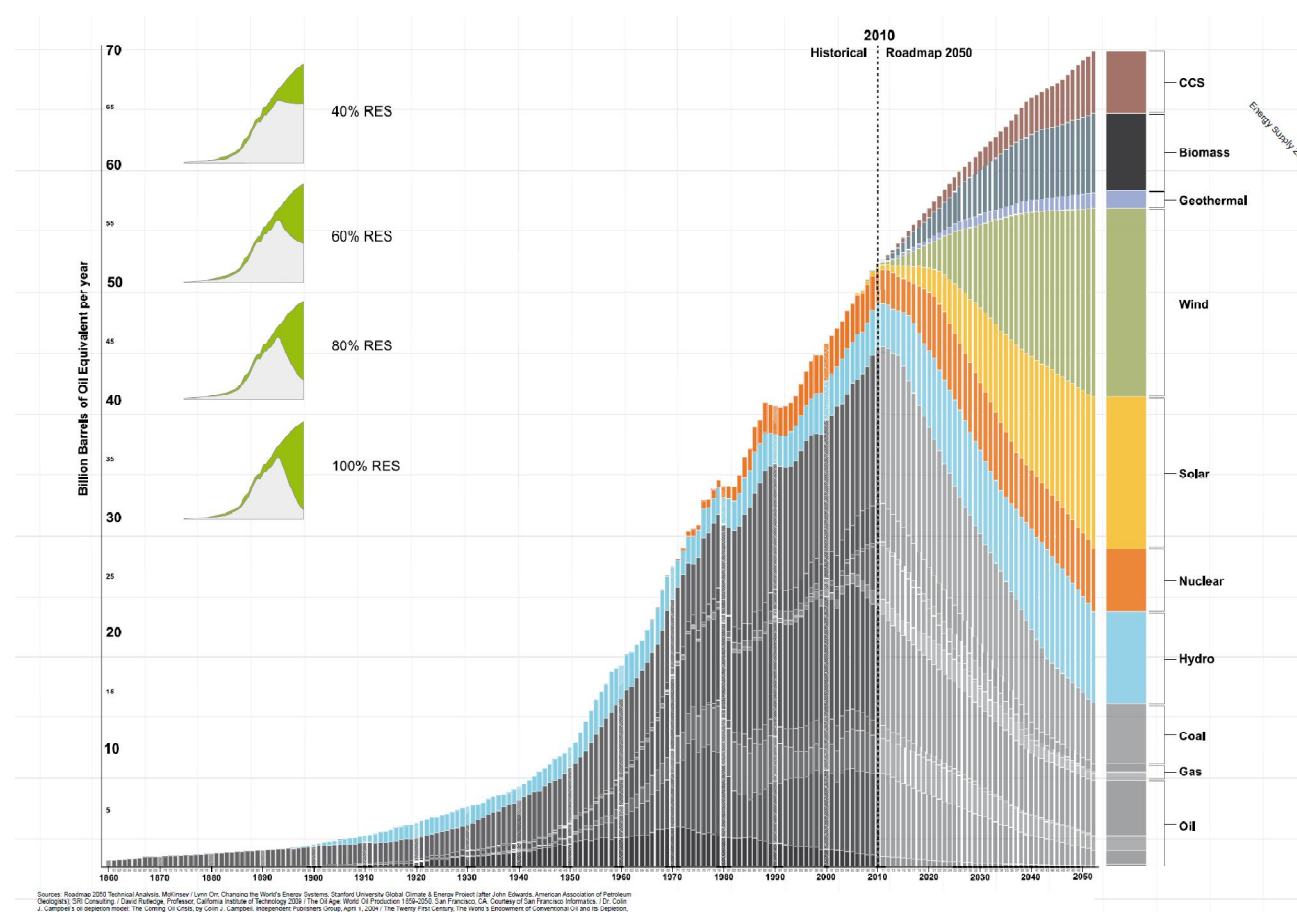
**Figura 1.1: Un retraso de las acciones a realizar para conseguir todos estos objetivos repercutirá en un incremento de los costes.**  
**FUENTE: RoadMap 2050. Referencia [18].**

En el documento defienden que la acción deberá comenzar antes de 2015 y se centrará en:

- ✓ **Medidas de eficiencia energética**, ahorrando costes y reduciendo la demanda.
- ✓ **Inversiones en una red regional de interconexión**, una infraestructura de transmisión entre naciones europeas, basada en fuentes de energías renovables permitiendo a los países miembros beneficiarse los unos de los otros.
- ✓ Un acelerado y continuado **desarrollo tecnológico**.
- ✓ **Una reforma en el mercado** para garantizar eficacia a largo plazo en las inversiones de negocio.
- ✓ Sentar las bases para la **sustitución de combustibles fósiles** en edificios y transporte por electricidad “descarbonizada” y combustibles con bajas emisiones de CO<sub>2</sub> (por ejemplo, biocombustibles de 2ª generación).

En la **Figura 1.2**, se representan **tres escenarios diferentes de descarbonización que estudia Roadmap 2050** con sus respectivas predicciones de los cambios que se deberán producir en el sector de la energía. Los tres escenarios son:

- ▶ Un 40 % de la energía se obtuviera de fuentes renovables y el 60 % restante proviniera de tecnologías no renovables y de bajas emisiones: energía nuclear y captura y almacenaje de CO<sub>2</sub>.
- ▶ Un 60 % de la energía se obtuviera de fuentes renovables y el 40 % restante proviniera de tecnologías no renovables y de bajas emisiones: energía nuclear y captura y almacenaje de CO<sub>2</sub>.
- ▶ Un 80 % de la energía se obtuviera de fuentes renovables y el 20 % restante proviniera de tecnologías no renovables y de bajas emisiones: energía nuclear y captura y almacenaje de CO<sub>2</sub>.
- ▶ El estudio también ha evaluado la viabilidad técnica y económica de un escenario con 100% de la electricidad renovable, que no requiere de energía nuclear y limitando la aplicación de la captura de CO<sub>2</sub> a la industria pesada.



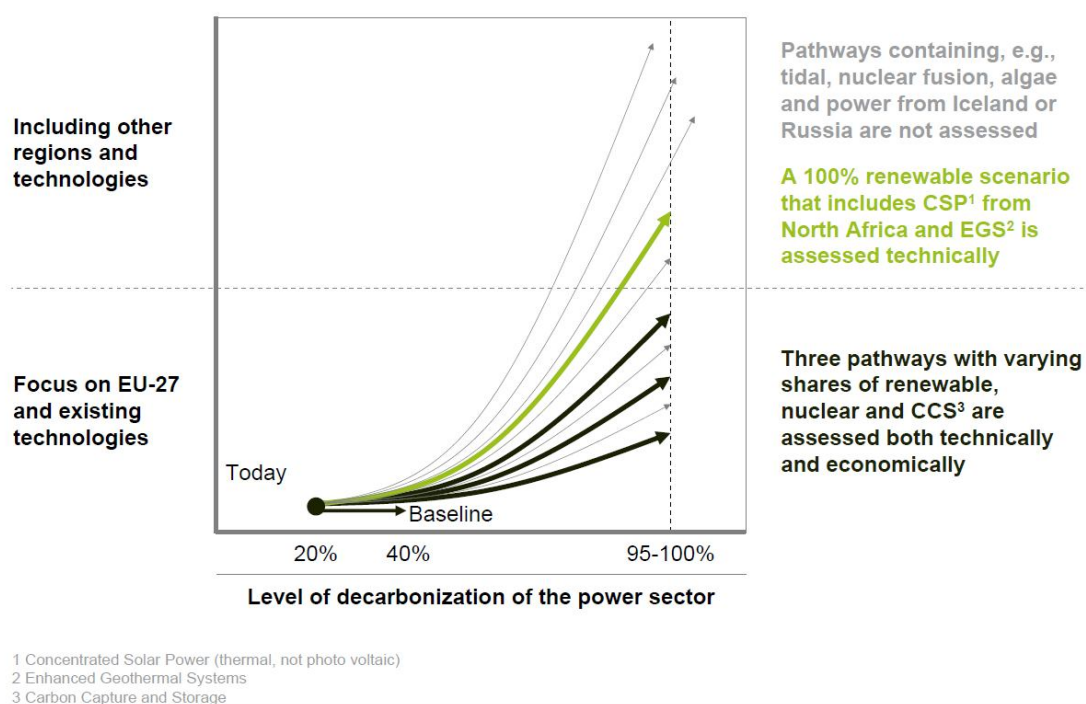
**Figura 1.2: Cambios que se deberán producir en la producción de energía. FUENTE: Referencia [18].**

Leer fonéticamente

El Plan de trabajo 2050 el análisis muestra que Europa puede reducir significativamente sus emisiones de gases de efecto invernadero y cumplir con la meta del 80% para el año 2050 con relativamente poco impacto en el PIB total.

Además defienden que es posible, viable y asequible, una transformación de las fuentes de energías hasta conseguir su descarbonización plena para el año 2050. También apuestan por el uso de una red avanzada, “red inteligente” de control, que permitirá equilibrar las fuentes variables de energía inagotables, como la eólica y la solar.

Roadmap 2050 **sólo tiene en cuenta las tecnologías de generación de energía disponibles en la actualidad** a escala o en última fase de desarrollo. No está teniendo en cuenta los avances tecnológicos posibles en las próximas décadas. A pesar de ello, muestra un sistema de energía europeo que con altos niveles de uso de las energías renovables, puede proporcionar toda la demanda requerida. Tampoco considera importaciones de electricidad de otras regiones no europeas.



**Figura 1.3: Predicción de los procesos de descarbonización del sector energético desde la actualidad hasta 2050. FUENTE: RoadMap 2050. Fuente: Referencia [18].**

Suponiendo una vida útil de 40 años para una planta de carbón, de 30 años para una planta de gas y una vida útil de 45 años para una central nuclear y manteniendo la continuidad de las centrales hidroeléctricas, en el año 2050, la mayor parte de la infraestructura eléctrica que existe actualmente en Europa habrá sido sustituida por otra.

Con un mejor uso de la electricidad en el transporte, la calefacción de edificios y en la industria, se estima que la demanda de energía eléctrica aumentará en un 80 % en 2050 respecto a los valores de 2005. Alcanzar una eficiencia energética superior a los niveles asumidos como referencia podría reducir este nivel de crecimiento a la mitad.

Aunque desde el punto de vista técnico y económico todos estos cambios son viables, la magnitud de la aplicación es menos evidente dada la enorme magnitud de los cambios necesarios en los sectores afectados. Desde este momento hasta el 2050, se pretenden alcanzar los siguientes **hitos**:

1. Se requiere la instalación de 5.000 km<sup>2</sup> de paneles solares en 40 años, lo que supone un 0,1 % del área de la Unión Europea (asumiendo que el 50 % de ellos estará ubicado en los tejados). Para ello será necesario importantes esfuerzos de gestión de proyectos (espaciales) a gran escala. La nueva instalación y la sustitución de cerca de 100.000 turbinas de viento (de las cuales la mitad podría estar en el mar), lo que equivale a 2.000 y 4.000 nuevos aerogeneradores por año. Requeriría mantener la misma velocidad de construcción que se ha llevado a cabo en la última década, con la dificultad añadida de que las nuevas turbinas serán significativamente más grandes (entre 7 y 10 MW) y gran parte de ellas deberán instalarse en las costa, en condiciones más difíciles.
2. La adición de toda esta potencia, requerirá una nueva infraestructura de transporte inter-regional que multiplicará por 3 el nivel de capacidad de transmisión actual en 40 años. En algunos casos, la expansión aun será mayor, por ejemplo, la red que une la Península Ibérica con Francia, que actualmente cuenta con una capacidad inferior a 1 GW, deberá aumentar la capacidad hasta tener entre 15 y 40 GW (considerando el caso de 80 % en renovables). Evidentemente esto no será posible sin una planificación estatal que defienda claramente objetivos y elimine barreras. También deberán ser mejoradas las redes de distribución locales.
3. Aproximadamente se necesitará entre 190 y 270 GW de capacidad de generación de respaldo para mantener la confiabilidad del sistema eléctrico, de los cuales existe actualmente 120 GW. Esto representa entre un 10 – 15 % de la capacidad total de generación de 2050 (considerando el caso de un 80 % en renovables).
4. En todos los casos es necesario recurrir a la captura y almacenaje de CO<sub>2</sub> para la generación de energía. Desde la producción de acero, refinación, industria química....Esto implica, la necesidad de una infraestructura de transporte y almacenamiento del CO<sub>2</sub> en toda Europa.
5. Si nos ponemos en el caso de utilizar un 40 % de energías renovables, sería necesario 2.500 TWh<sup>9</sup> por año de producción nuclear, cuando actualmente esta producción es de 1.000 TWh al año. Significaría la construcción de unos 200 GW de nuevas plantas nucleares, lo que representa aproximadamente más de un centenar de nuevas plantas nucleares. En el caso de considerar un 80 % de renovables, la mitad de la producción actual sería sustituida.
6. Deberán introducirse 200 millones de vehículos eléctricos y de pila de combustibles, además de 100 millones de bombas de calor para los edificios. Se traducirá en una transformación de la cadena de suministro de los automóviles, así como un gran esfuerzo constructivo en los edificios y una nueva infraestructura asociada.

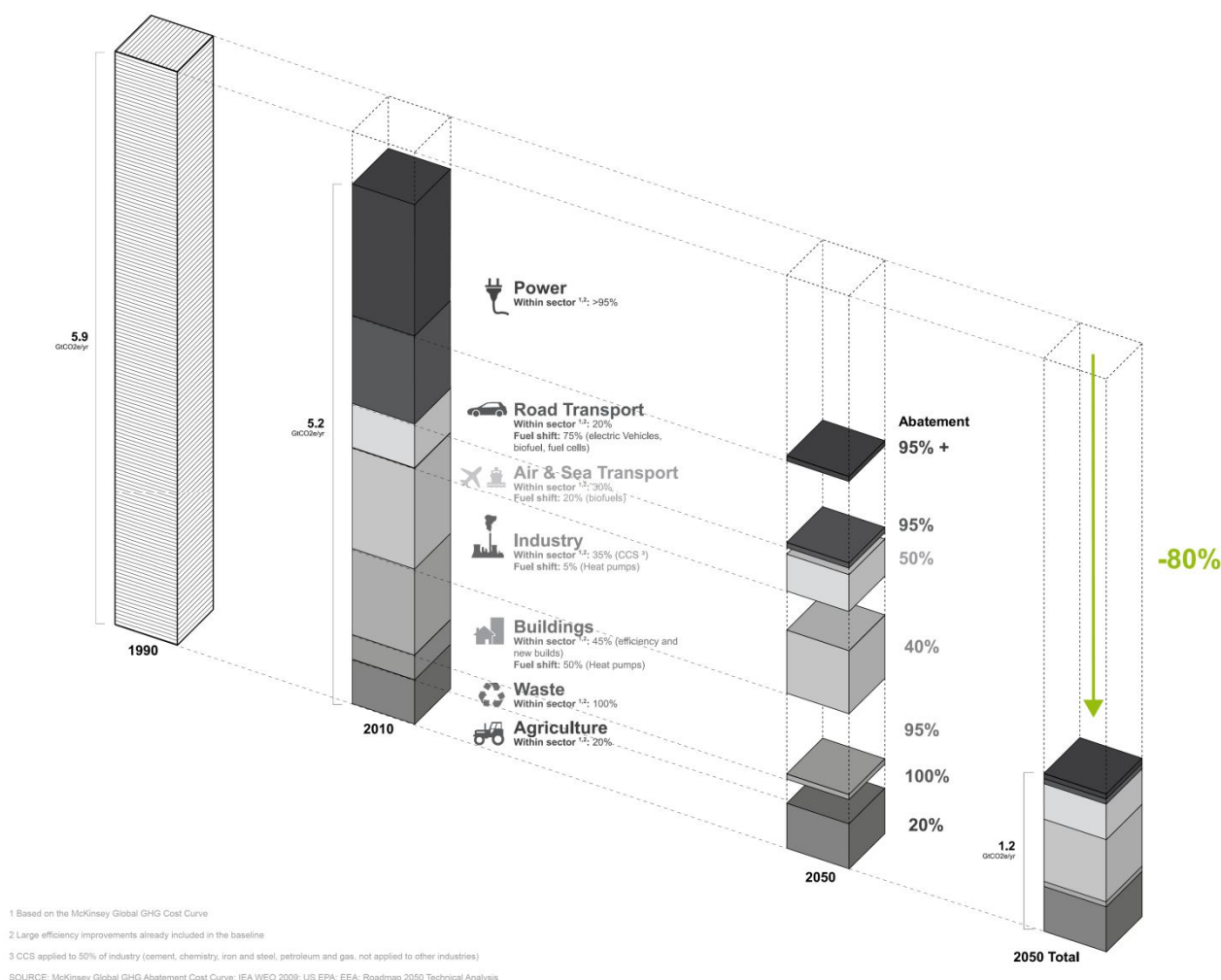
---

<sup>9</sup> TWh: teravatio hora (= 10<sup>12</sup> Wh). Unidad de energía equivalente a 1·10<sup>15</sup> julios.

### 1.5.1 Estimaciones de RoadMap 2050 con respecto al consumo producido en las viviendas

Según RoadMap 2050, para conseguir la reducción de un 80% de las emisiones de CO<sub>2</sub> para el año 2050 se necesitaría unas reducciones de entre el 90-95% en energía, transporte por carretera y edificios.

En la **Figura 1.4**, puede verse la reducción necesaria en cada uno de los diferentes sectores de consumo de energía que permitirían el descenso de emisiones.



**Figura 1.4: Reducciones de CO<sub>2</sub> para el año 2050 aconsejadas por RoadMap. FUENTE: Referencia [18].**

Como se puede ver, **la reducción en los edificios sería de un 95%, por lo que pasarían a emitir únicamente un 5% de las emisiones actuales.**



## 1.6 Arquitectura bioclimática: Una herramienta para conseguir buenas eficiencias energéticas

Un sector íntimamente ligado con la eficiencia energética es el de la arquitectura, cuyo espíritu innovador y vanguardista recibe perfectamente la integración de las energías renovables en sus proyectos de diseño.

En 2010 se exhibieron las diferentes propuestas arquitectónicas con medidas bioclimáticas en Madrid en la competición de “Solar Decathlon Europe”, la competición más prestigiosa de casas solares del mundo. Es la primera vez en su historia que esta edificación sale de EEUU. Las edificaciones propuestas incluían numerosas soluciones activas y pasivas para mejorar la eficiencia energética.

Las compañías cada vez se esfuerzan más en reducir el impacto visual de los sistemas de generación renovable, de manera, que éste aspecto no sea un punto débil de las nuevas tecnologías.



Figura 1.5: Maqueta: Sunflower. Tianjin University. FUENTE: Referencia [S].



Figura 1.6: Fablabhouse. Instituto de Arquitectura Avanzada de Cataluña.

**La arquitectura bioclimática es aquella que se diseña teniendo en cuenta las condiciones ambientales del entorno sobre el que se asentará el edificio para lograr un nivel de bienestar en su interior sin apenas necesidad de recurrir a sistemas de climatización.** Es aquella que **aprovecha al máximo las fuentes naturales de calor, luz o frescor y minimiza sus pérdidas** por medio de elementos tales como la colocación sobre el terreno, la orientación o el aislamiento de sus muros.

La arquitectura bioclimática no es algo nuevo. La arquitectura tradicional de todos los países es en gran medida bioclimática. En tiempos pasados se disponían las casas de manera coherente con las condiciones ambientales. Entonces era difícil, costoso e ilógico cuando no imposible disponer de elementos de climatización, por lo que las casas se optimizaban para aprovechar los recursos naturales.

La industria constructora moderna ha olvidado estos principios. Actualmente se construyen viviendas ignorando por completo el medio en que se asientan y con sistemas de aislamiento deficientes, siendo necesario instalar costosos sistemas de calefacción y refrigeración que derrochan grandes cantidades de energía.

Sin embargo, recientemente y derivado de los problemas ambientales que supone la obtención y utilización de energía de fuentes de origen fósil, se vuelven a valorar principios constructivos más coherentes y ecológicos. En algunos países de Europa se están revisando los códigos y normas técnicas de edificación en



busca de un mayor aislamiento de los edificios que evite las enormes pérdidas de calor de que sufren los edificios modernos.

El realizar una casa nueva siguiendo criterios bioclimáticos puede suponer un costo superior de inicio (entre un 4 y un 9% sobre el precio normal) debido a la mayor calidad térmica y sanitaria de los materiales y a una mayor estanqueidad y aislamiento de la casa. Sin embargo, a largo-medio plazo supone importantes ventajas económicas al hacerse en gran medida innecesario el uso de sistemas de climatización con sus altas demandas energéticas y económicas (permitirá ahorros de un 75% en calefacción, refrigeración e iluminación).

Lo ideal es lograr que la arquitectura bioclimática se combine con fuentes de energía renovable, lo que puede llegar a conseguir un casi total autoabastecimiento de recursos energéticos.

Los recursos que emplea la arquitectura bioclimática para lograr un significativo ahorro energético son:

### 1.6.1 Arquitectura solar pasiva

Aquella que aprovecha al máximo la energía solar pasiva, es decir aquella que proveniente del Sol llega de manera directa al interior de la casa por medio de ventanales.

La arquitectura solar pasiva cuida los siguientes aspectos:

#### ✓ La orientación del edificio

Para lograr un óptimo aprovechamiento del Sol<sup>10</sup> incidente a lo largo del día las ventanas se abren en un muro con orientación hacia el ecuador. Es por ello por lo que suele verse grandes ventanales con esta orientación en los edificios cuyo diseño se rige según los criterios de la arquitectura solar pasiva.

En el resto de fachadas del edificio se disponen pocas ventanas y pequeñas para evitar que se pierda el calor por ellas.

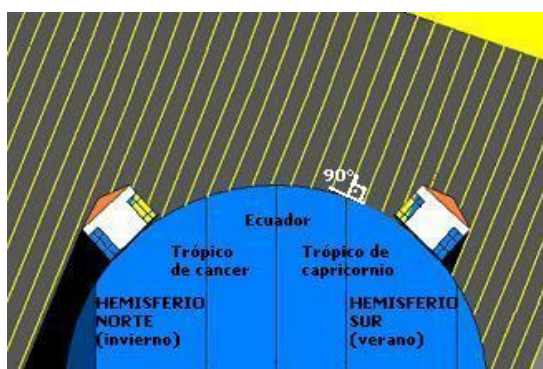


Figura 1.8: Dirección de los rayos del Sol el 21 de Diciembre. FUENTE: Referencia [T].



Figura 1.7: Dirección de los rayos del Sol el 21 de Junio. FUENTE: Referencia [T].

<sup>10</sup> La Tierra es una esfera que gira alrededor del Sol. La radiación solar cae con la mayor incidencia posible (90°) en algún momento sólo en la zona comprendida entre los trópicos. El lugar en que la radiación cae con un ángulo máximo va variando a lo largo del año, siendo la incidencia de 90° en el trópico de Cáncer el 21 de Junio (verano en el hemisferio Norte) y máximo en el trópico de Capricornio el 21 de Diciembre (verano en el hemisferio Sur). Como se puede observar en la Figura 1.7 y Figura 1.8, la mayor captación de radiación solar se logra con una orientación de las ventanas hacia el ecuador.

### ✓ Morfología del edificio

Como la radiación no incide con la misma inclinación a lo largo del año, mediante la colocación de aleros y otros elementos se consigue un calentamiento selectivo del interior de la casa.

En invierno, cuando los rayos solares son más necesarios, éstos caen más inclinados sobre la superficie terrestre. Este hecho favorece la captación de la energía solar a través de los muros y las ventanas verticales.

Es en verano, cuando las temperaturas son altas que se hace necesario evitar que la radiación solar llegue al interior de la casa. Para lograrlo se disponen aleros o cornisas que detienen los rayos solares en verano cuando son más perpendiculares, y permiten que pasen en invierno cuando son más inclinados.

Como ejemplo, se puede ver en la **Tabla 1.4** el ángulo de incidencia de la radiación solar en las diferentes estaciones para la ciudad de Madrid, una ciudad próxima a Segovia.

Cuidad	Latitud	Ángulo de incidencia Solar 21 Diciembre <sup>11</sup>	Ángulo de incidencia Solar 21 Junio
Madrid	40,26°	27°	73°

Tabla 1.4: Ángulos de incidencia de la radiación solar para Junio y Diciembre en Madrid. FUENTE: Referencia [T].

### ✓ Materiales empleados

Utilizando materiales adecuados, se logra que las pérdidas de calor sean mínimas a través de techos y muros.

Unos muros convenientemente aislados evitan que el calor ganado (por medio de la energía solar pasiva o por medios artificiales) no se pierda en invierno. Además actuarán como acumuladores térmicos liberando el calor que guardaron durante el día (ciclo diario) cuando la temperatura del aire del interior del edificio baje (este aspecto resulta beneficioso durante los meses fríos, aunque no lo es tanto durante el verano).

En los días calurosos del verano absorberán el exceso de calor que el aire del interior de la casa pueda tener al mismo tiempo que aíslan el interior más fresco del caluroso exterior. A mayor espesor de muros, mayor masa térmica<sup>12</sup>, con lo que, será más sencillo temperar las temperaturas en climas de extremos.

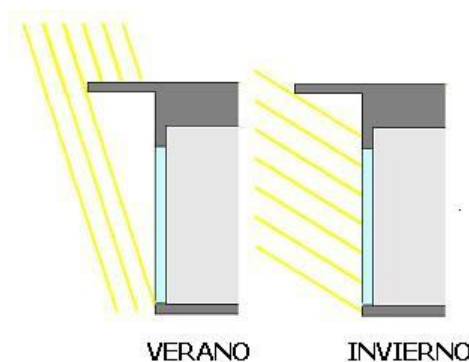


Figura 1.9: Efecto que provocan los aleros de las ventanas en la entrada de los rayos del Sol hacia el interior de la vivienda.

<sup>11</sup> Incidencia Solar a las 12 del mediodía (hora solar).

<sup>12</sup> La **masa térmica** provoca un desfase entre los aportes de calor y el incremento de la temperatura. Funciona a diferentes niveles: ciclo diario, ciclo interdiario (la masa térmica es capaz de mantener determinadas condiciones térmicas durante algunos días una vez que éstas han cesado) y ciclo anual (conseguida por una masa de considerable tamaño como el suelo, es capaz de guardar calor del verano para el invierno y el fresco del invierno para el verano).

### ✓ La ubicación sobre el terreno

En ocasiones es aceptable la plantación de árboles de hoja caduca alrededor de la casa. De esta manera en los meses de calor las hojas del árbol evitan que la radiación solar incida sobre la casa manteniéndola fresca. Durante el invierno al despojarse el árbol de sus hojas se hace posible que los rayos del sol alcancen la casa y la calienten.

Por otro lado, una adecuada ubicación del edificio (protegido tras otro edificio o tras un accidente geográfico) puede evitar que el viento le “robe” el calor.

### ✓ Disposición adecuada de las estancias

Mediante la correcta colocación de muros y espacios se puede lograr un flujo natural de aire por convección que traspase el calor de estancias que están recibiendo energía solar de manera directa a otras que no. También en áreas o en momentos de excesivo calor se pueden generar corrientes de aire que refresquen el ambiente del interior de la casa.

#### **1.6.1.1 Elementos arquitectónicos específicos para captar energía solar**

Dentro de la arquitectura solar pasiva, existen elementos arquitectónicos que favorecen e intensifican la captación de energía solar, entre ellos podemos destacar:

##### ► ***Invernaderos adosados a la fachada orientada hacia el ecuador***

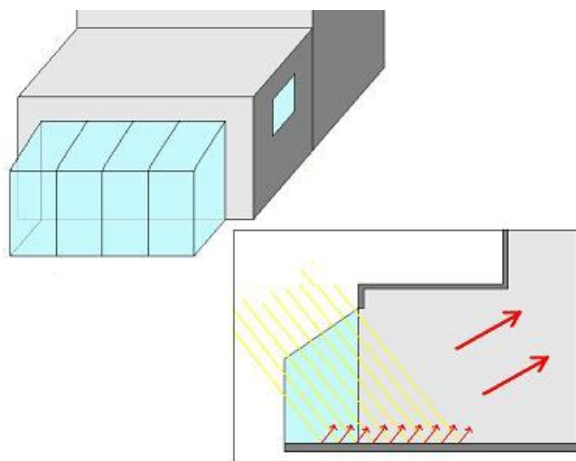


Figura 1.10: Efecto de los invernaderos adosados a la fachada de las edificaciones.

Una forma sencilla de captar gran cantidad de calor del Sol es adosando un invernadero a la fachada del edificio orientada hacia el ecuador. El calor allí captado se distribuye por toda la casa por convección. Para evitar perder demasiado calor por la noche, ya que el vidrio es buen transmisor de calor, es posible colocar persianas sobre los cristales que se cierran durante la noche. Otra técnica para evitar pérdidas nocturnas es separar por medio de un muro el invernadero del resto del edificio. En este caso el acceso al invernadero queda cerrado por la noche reduciendo en gran medida las pérdidas.

##### ► ***Muro calefactor en forma de nido de abeja***

Mediante unos sencillos bloques hexagonales de hormigón se construye un efectivo sistema de calefacción que además permite una discriminatoria captación de la energía solar, favoreciéndola en invierno y dificultándola en verano.

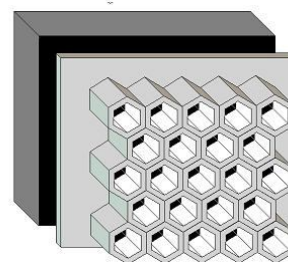
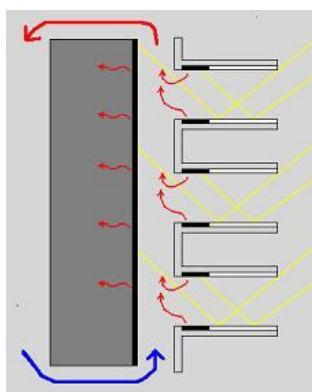


Figura 1.11: Muro en forma de nido de abeja.

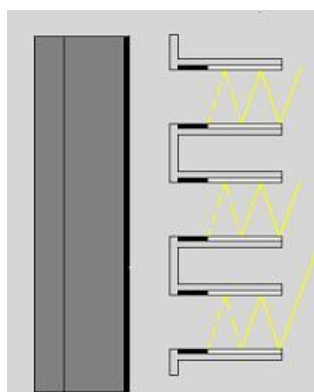
Los bloques de hormigón se disponen como lo hacen los panales de abejas. Están pintados en su interior con pintura blanca reflectante excepto la parte más próxima a la casa que se pinta de negro. Tras este primer muro de bloques hexagonales, se dispone otro muro grueso pintado totalmente de negro.

El funcionamiento es sencillo. Durante los meses de invierno los rayos solares inciden muy inclinados sobre el suelo y entran con facilidad en el interior de los bloques de hormigón. Esta radiación es reflejada por la parte pintada de blanco hacia la zona pintada de negro del propio bloque y hacia el muro negro posterior. La energía solar incidente al topar con las zonas pintadas de negro se transforma en calor.

El aire entre los bloques hexagonales y el muro se calienta y asciende por convección hacia el interior de la casa por unos conductos. Otra parte del calor queda almacenado en el muro y es liberado lentamente durante la noche. De esta manera se puede disfrutar del calor durante el día y durante la noche.



**Figura 1.13: Movimiento del aire caliente en el interior del bloque.**



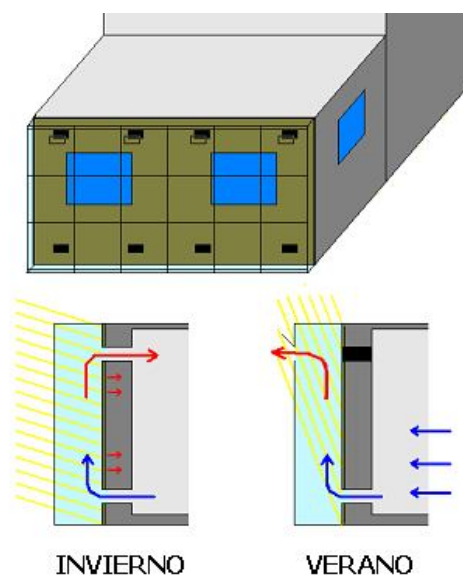
**Figura 1.12: Funcionamiento en verano.**

En verano, cuando las temperaturas son altas y no interesa captar la energía solar, la radiación cae más perpendicularmente y entra con más dificultad en los bloques. La poca radiación que logra entrar sufre un mayor número de reflexiones en la parte pintada de blanco difuminándose y dispersándose con lo que muy difícilmente llega a las superficies negras. Por otro lado el muro compacto sirve entonces como masa térmica que atempera la temperatura del interior de la casa, haciéndola más suave.

### ► Muro Trombe

Este sistema de captación es en esencia un colector solar activo de aire integrado al muro. Sobre la fachada orientada al ecuador, que de preferencia será un muro grueso pintado de negro o de un color oscuro, se coloca un vidrio para con la incidencia del sol provocar el efecto invernadero. En el muro hay una serie de conductos en la parte superior e inferior que comunican el espacio entre muro y cristal con el interior de la casa. Por su parte el vidrio tiene en la parte superior unos conductos que comunican el espacio entre muro y vidrio con el exterior.

Su funcionamiento es sencillo. En invierno, la radiación solar incide sobre la superficie del muro y lo calienta. Este calor se concentra gracias al efecto invernadero que provoca el cristal y calienta el aire en el interior de la estructura. El aire caliente asciende entonces por convección y se dirige al interior de la casa a través de los conductos superiores del muro. Otra parte de la energía calorífica se queda almacenada en la masa del muro y se va liberando poco a poco hacia la casa durante la noche.



**Figura 1.14: Muro Trombe.**

En verano se cambia la configuración de los conductos para lograr un efecto refrigerante. Por un lado se abren las compuertas de la parte superior del vidrio y el conducto de la parte inferior del muro. Por otro se cierra el conducto de la parte superior del muro. La radiación solar al incidir en el muro calienta el aire que por convección asciende y sale al exterior por la compuerta superior del vidrio. El vacío dejado por el aire que ha salido es ocupado por aire procedente del interior de la casa que entra por los conductos en la parte inferior del muro. De esta manera se establece un efecto succión que provoca una corriente que renueva el aire del interior de la casa y produce un efecto refrigerante.

La radiación solar al incidir en el muro calienta el aire que por convección asciende y sale al exterior por el conducto del vidrio. El vacío dejado por el aire que ha salido es ocupado por aire procedente del interior de la casa que entra por los conductos en la parte inferior del muro, forzando a su vez que entre aire del exterior a la casa y provocando una corriente que la refrigera.

### 1.6.2 Energía solar activa

#### ✓ Generación eléctrica: (Fotovoltaica y eólica)

Para la generación de las necesidades eléctricas de la casa se pueden emplear sistemas fotovoltaicos, eólicos o ambos combinados. Esta energía eléctrica captada se almacenaría en baterías, para su posterior uso en los momentos que sea necesario.

#### ✓ Energía solar térmica. Calentamiento de agua

El agua caliente para la ducha y otras necesidades y la calefacción se puede conseguir a través de sistemas solares térmicos.

Un modelo de vivienda bioclimática que agrupa todas estas características es la “R4House” (ver **Figura 1.15**).

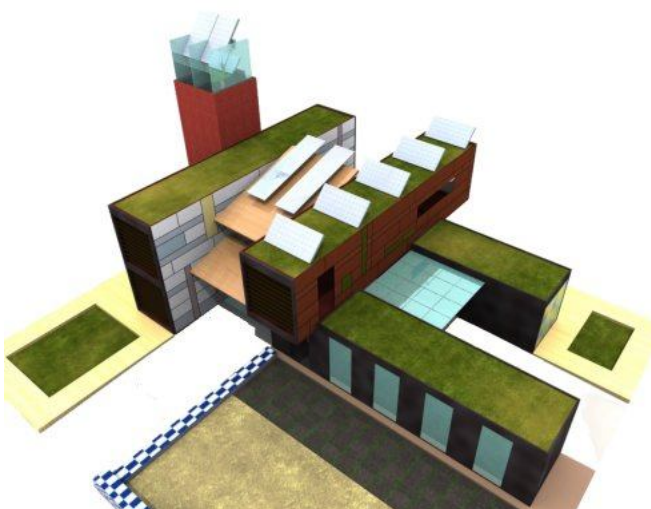


Figura 1.15: Modelo de vivienda bioclimática R4House.  
FUENTE: [www.construible.es](http://www.construible.es)

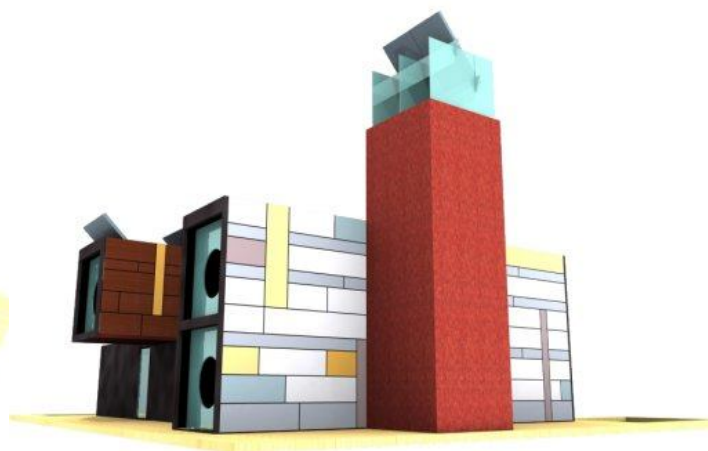


Figura 1.16: R4House.



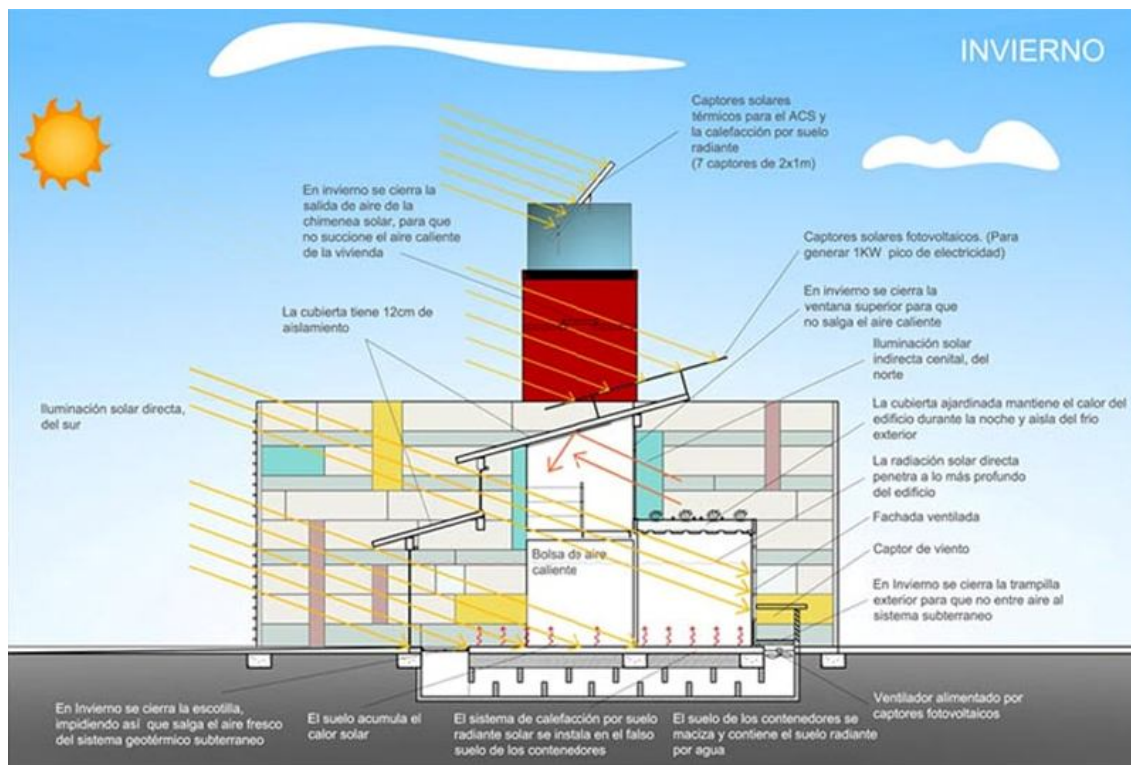


Figura 1.17: Propiedades del modelo R4House durante el invierno.

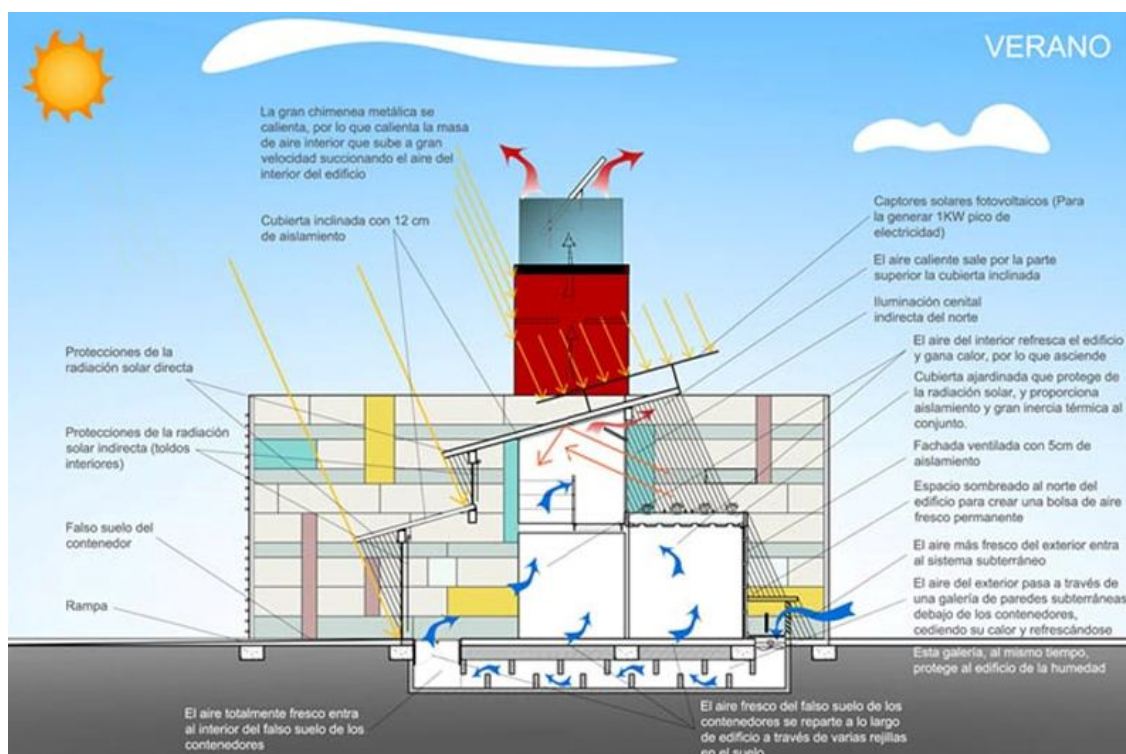


Figura 1.18: Propiedades del modelo R4House durante el verano.

### 1.6.3 ¿Cómo podemos conseguir un mayor aprovechamiento de energía solar por métodos pasivos en viviendas no construidas siguiendo los principios de la arquitectura solar pasiva?

Las casas diseñadas específicamente según los criterios de la arquitectura solar pasiva y de la arquitectura bioclimática logran por su propia configuración un aprovechamiento automático de la energía solar.

También es posible, aunque a menor escala, lograr mediante sencillas modificaciones un empleo de la energía solar pasiva en casas convencionales no construidas siguiendo los principios de la arquitectura solar pasiva.

#### 1. *Observación de la entrada la luz solar en nuestra casa*

Actualmente las casas se construyen ajenas a la orientación magnético-geográfica terrestre, siguiendo los trazados de las calles que atienden a otros criterios, por lo que las distintas fachadas de la casa pueden estar orientadas de manera totalmente caprichosa.

En primer lugar es necesario observar las ventanas y las horas por las que la energía solar llega al interior de nuestra casa a lo largo del día en las distintas estaciones del año. Además habrá que tener en cuenta las sombras que proyecten los árboles o los edificios externos.

A modo de orientación pueden servir las siguientes indicaciones:

- ✓ Las fachadas orientadas principalmente hacia el ecuador son las más favorables para la captación solar, recibiendo la radiación solar a lo largo de todo el día
- ✓ Las fachadas orientadas principalmente hacia el polo terrestre más cercano, no recibirán en ningún momento del año radiación solar directa. Excepción la constituye una reducida franja en torno a la línea del ecuador en algunos momentos del año. En estas áreas, al ser zonas tropicales cálidas durante todo el año, no se hace necesario seguir estos criterios para calentar la casa.
- ✓ Las fachadas orientadas principalmente hacia el este, reciben la energía solar directa en las horas anteriores al mediodía.(mañanas)
- ✓ Las fachadas orientadas principalmente hacia el oeste reciben la energía solar en las horas posteriores al mediodía (en las tardes).

#### 2. *Métodos se aprovechamiento de la energía solar pasiva*

Mediante los sencillos procedimientos que se explican a continuación es posible lograr un aprovechamiento de la energía solar y ahorrar energía en sistemas de climatización:

En invierno se debe permitir la máxima entrada de luz solar directa al interior de la casa abriendo las cortinas de las ventanas en donde incida la luz solar directa y cerrando aquellas donde no incida para que no se escape demasiado calor. Para lograr un mayor índice de conversión de esa luz en calor es conveniente aplicar una decoración (tapicería, alfombras, manteles y todo aquello que sea intercambiable) de colores oscuros

Una buena forma de almacenar el calor es ubicar elementos que tengan mucha masa (por ejemplo, sillones, tresillos, mesas etc...) a la acción directa de la luz solar, de preferencia cubiertos con telas oscuras que absorban la radiación a la vez que los protejan de ella.

En las noches para evitar la pérdida del calor ganado durante el día es importante contar con persianas o contraventanas que una vez cerradas eviten en alguna medida las importantes pérdidas que se dan a través de los vidrios.

En verano, es importante evitar que la radiación solar entre en la casa. Para ello se debe mantener las cortinas de la casa cerradas, incluso también las persianas o contraventanas medio cerradas. Puede ser recomendable la instalación de un toldo que evite que la radiación solar se introduzca en la casa o que impacte en el muro exterior.

También es recomendable en verano cambiar la decoración de la casa hacia colores más claros que reflejen más la radiación solar y evite que se transforme en calor.



## 1.7 Energías renovables en España

El Plan Nacional de Activación de la Eficiencia Energética tiene previsto reducir antes de 2016 el consumo medio de energía un 11,4 % (lo que supondría un ahorro de unos 116,219 GWh. Se trata de unos de los objetivos más ambiciosos de Europa sólo superado por Rumanía, que aspira a reducir su consumo un 13,5%.

### ■ El mapa de las energías renovables

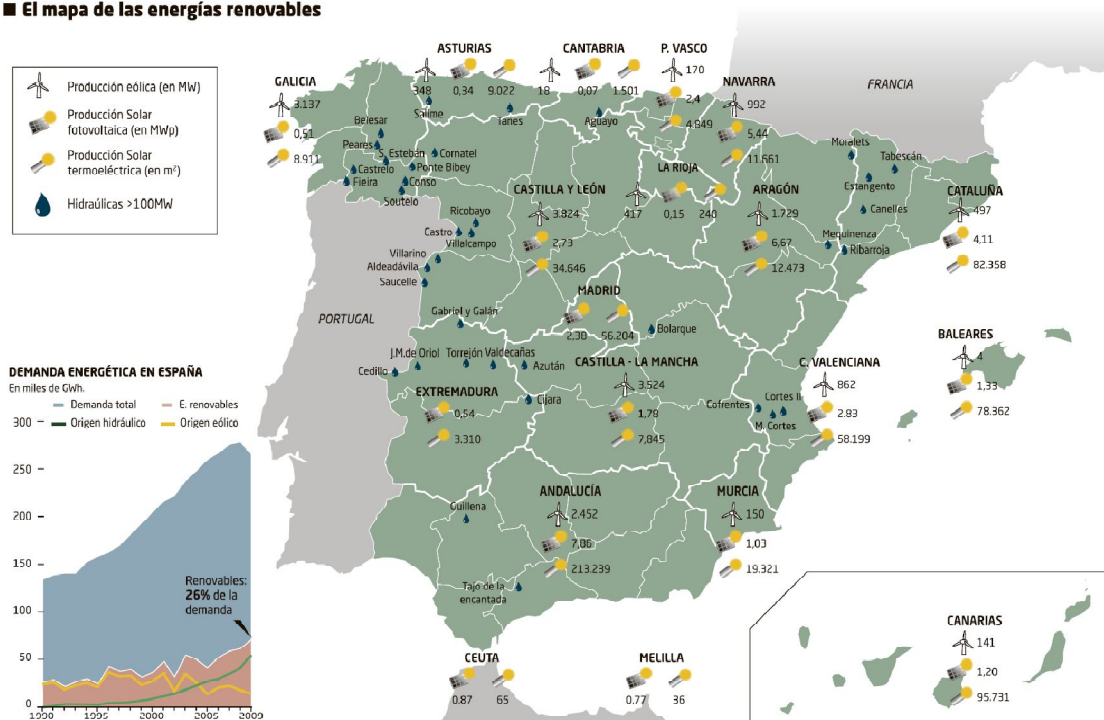


Figura 1.19: Mapa de las energías renovables en España. FUENTE: Periódico El Mundo.

En la Figura 1.19, puede verse el incremento de potencia instalada que se ha producido en los últimos años en España. Por ejemplo sólo Andalucía cuenta con 213.239 m<sup>2</sup> de instalaciones solares termoelectrica o Castilla y León, con 3.824 MW de potencia eólica.

Ahorrar energía mejorando la gestión que se hace de ella. Este es el plan inmediato trazado por las grandes empresas de servicios energéticos de nuestro país, y del resto de Europa. Su intención no es otra que hacer frente a la necesidad de cumplir con los objetivos de ahorro establecidos para 2016 que, en el caso español, se encuentran detallados en el Plan Nacional de Activación de la Eficiencia Energética (PNAEE), incluido en la futura Ley de Economía Sostenible.

Los recursos para lograrlo serán elevados. Se prevé una inversión por parte del sector nacional de servicios energéticos de 5.000 millones de euros para proyectos relacionados con la eficiencia energética, repartidos durante un periodo que oscilaría desde los seis meses y que se podría estirar hasta alcanzar los dos años para la financiación de proyectos. Este gasto supondrá unos 100.000 puestos de trabajo (según las estimaciones realizados por la AMI (Asociación de Empresas de Mantenimiento Integral y Servicios Energéticos)).

Este reto se presenta complicado pero posible. Las primeras en lanzarse a la carrera serán las empresas pertenecientes al sector público, ya que, de momento, las de iniciativa privada no estarán obligadas a

cumplir con determinados criterios de eficiencia energética en sus instalaciones. Por ello, el sector público será guía y ejemplo de posibles adaptaciones futuras.

Un gran obstáculo con el que chocará este plan es la situación económica que atraviesa España actualmente. Los ajustes tomados llegan a casi todos los ámbitos de la vida, también al de las energías renovables. El Ministerio de Industria está decidido a establecer un nuevo sistema de primas para estos modelos energéticos, por lo que el sector verde está expectante, pero no estático. Las empresas tendrán menos facilidades, por los recortes en las subvenciones.

### ■ Generación eléctrica y fuentes renovables

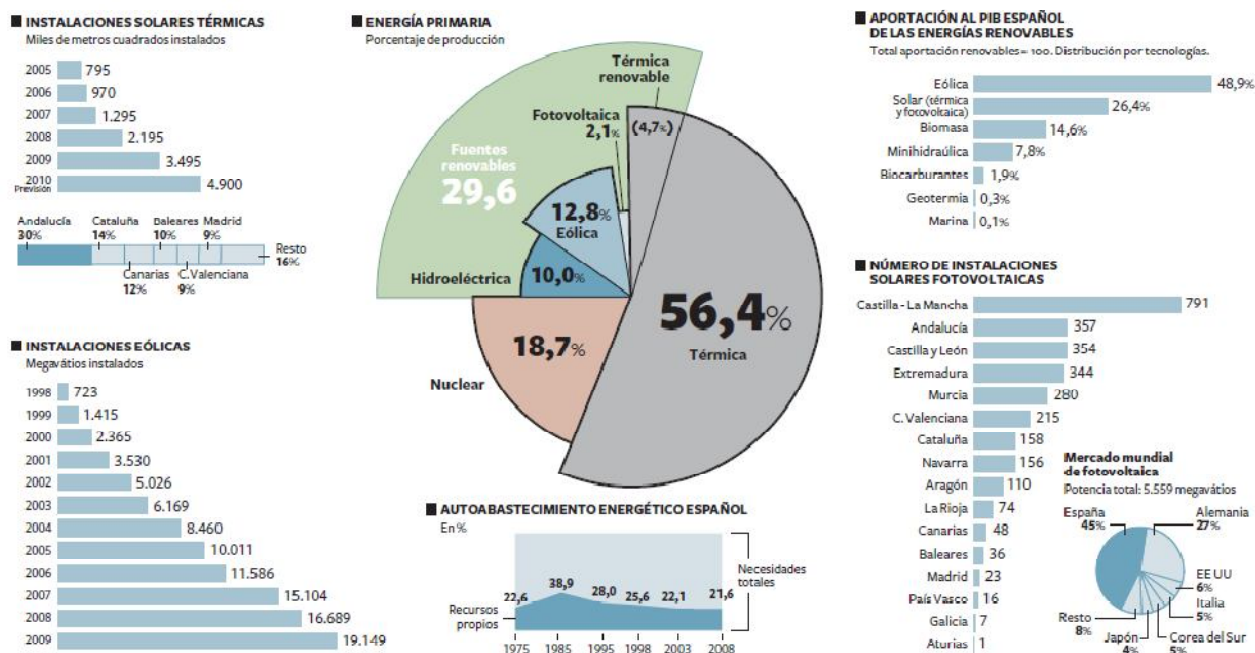


Figura 1.20: Generación eléctrica y fuentes renovables. FUENTE: Periódico El País.

España tiene una dependencia energética que alcanza el 80% (sólo en petróleo, la factura anual supera los 14.000 millones de euros) está registrando movimientos impensables hace unos años. La caída de la demanda, la aparición de nuevos actores, el auge de las energías renovables y la necesidad de ajustar la regulación a las nuevas circunstancias han cambiado el panorama. La raíz del problema está en la crisis. Hay menos demanda (caída del 4,3 % en 2009), según la asociación patronal Unesa); sobra potencia instalada (90.000 megavatios, de los cuales 21.900 son eólicos y de toras tecnologías limpias) y sobra carbón.

La crisis se ceba con las tecnologías que más crecimiento han experimentado en los últimos años: ciclos combinados (funcionan con gas natural, son más eficientes que otras centrales y generan menos contaminantes). La crisis ha hecho que la producción caiga un 12 % en 2009.

# [ PFC: DISEÑO DE UNA INSTALACIÓN SOLAR TÉRMICA CON APLICACIONES DE ACS, CALEFACCIÓN Y CLIMATIZACIÓN PARA UN EDIFICIO SITUADO EN SEGOVIA. ]

2	MOTIVACIÓN Y OBJETIVOS _____	62
2.1	Motivación _____	62
2.2	Objetivos _____	63

## 2 MOTIVACIÓN Y OBJETIVOS

### 2.1 Motivación

España se encuentra en una situación en la que la tendencia actual es la de reconocer el ahorro y la eficiencia energética como un instrumento del crecimiento económico y bienestar social.

Este ahorro energético, viene motivado desde la administración del estado, en forma de normativa y planes al efecto. En el caso concreto del sector residencial, los principales referentes son el **Código Técnico de la Edificación (CTE)** a través de sus exigencias básicas de ahorro de energía (HE) y el **Plan de Energías Renovables para España 2005 -2010 (PER)**.

El PER ha sido elaborado con el propósito de reforzar los objetivos del Gobierno, que son la garantía de la seguridad y calidad del suministro eléctrico y el respeto al medio ambiente, y con la determinación de dar cumplimiento a los compromisos de España en el ámbito internacional (**Protocolo de Kioto, Plan Nacional de Asignación**), y a los que se derivan de nuestra pertenencia a la Unión Europea.

El fuerte crecimiento de la intensidad energética de los últimos años ha sido una razón adicional de peso a la hora de elaborar el nuevo Plan. Así, la previsión que se hizo de éste con respecto a las energías renovables estimaba que en el 2010 el 12,1% del consumo global de energía sería abastecida por energías renovables.

Ésta meta se ha conseguido superar con creces en el momento actual (ver **Figura 1.19**), ya que las energías renovables satisfacen el 26% de la demanda energética española.

A través de las energías renovables, se obtiene un ahorro energético de fuentes de energía convencionales. Una estrategia complementaria del uso intensivo de las fuentes de energía renovables es la reducción de la demanda energética. Es correcto suplir la mayor proporción de demanda de energía a través de fuentes renovables, pero *¿no será aun mejor no tener una demanda tan elevada?*

Reducir la demanda de energía de las viviendas sin penalizar el confort térmico, es una de las medidas sobre las que se tiene margen de maniobra y es compatible, con un escenario futuro sostenible y con menor grado de dependencia energética (de los combustibles fósiles y, por tanto, de terceros países).

La motivación del proyecto es conseguir reducir los enormes consumos de energías primarias agotables, como lo son los combustibles. Al mismo tiempo y puesto que las emisiones de CO<sub>2</sub> van de la mano de estos consumos, se conseguirá reducir el impacto ambiental provocado.

Se propone la aplicación de la tecnología solar para atender una parte de las demandas térmicas en el hogar (ACS, calefacción y climatización) basada en el aprovechamiento de la energía solar, una fuente inagotable.

## 2.2 Objetivos

El objetivo primario que persigue este proyecto es el de realizar el diseño de una instalación de propósito múltiple ubicada en Segovia. Esta instalación será capaz de abastecer la demanda total del edificio de agua caliente sanitaria, una parte de la demanda de calefacción y aclimatar la piscina de la cubierta.

Trataremos de realizar un diseño de operación flexible que permita mantener la instalación solar operativa a lo largo de todo el año.

Los objetivos se pueden resumir en los siguientes puntos:

1. **Cuantificar las demandas de ACS, calefacción y climatización de la edificación.**
2. **Diseñar una instalación eficaz, flexible** y autorregulable que consiga unas buenas condiciones de confort.
3. Comprobar el **cumplimiento de las directivas exigidas de ahorro energético (HE) del CTE.**
  - ✕ La contribución solar de la instalación para la totalidad de la demanda de ACS deberá ser superior a la **contribución solar mínima** exigida por el CTE (que depende de las condiciones climáticas de su ubicación).
  - ✕ Además, la instalación será capaz de **abastecer a una parte de la demanda de calefacción**. El CTE en este caso, no establece ningún valor mínimo.
  - ✕ La fracción solar conseguida de ACS no excederá de la unidad en más de tres meses consecutivos.
  - ✕ Tampoco sobrepasará el valor de 1,1 ( $f_{ACS} \geq 1,1$ ) en ningún momento.
  - ✕ Puesto que el diseño de los cerramientos también será efectuado, se comprobará que los coeficientes globales de transferencia de calor cumplen la normativa.
4. **Cuantificar el ahorro** energético de energía primaria y el ahorro de emisiones contaminantes que aporta la tecnología solar a la vivienda.
5. Estudiar la **viabilidad económica** del sistema.

# [ PFC: DISEÑO DE UNA INSTALACIÓN SOLAR TÉRMICA CON APLICACIONES DE ACS, CALEFACCIÓN Y CLIMATIZACIÓN PARA UN EDIFICIO SITUADO EN SEGOVIA. ]

3	DESCRIPCIÓN DE LA EDIFICACIÓN	65
---	-------------------------------	----

### 3 DESCRIPCIÓN DE LA EDIFICACIÓN

El edificio que nos atañe en este estudio tiene cuatro plantas y dos semisótanos. En las **Figura 3.1**, y **Figura 3.2** podemos ver algunas de sus vistas y secciones. En los sótanos se ubican garajes y trasteros, mientras que en las plantas siguientes encontramos las viviendas, todas ellas diferentes entre sí.

- Dúplex |1|, de 131.17 m<sup>2</sup> (sombreado en color amarillo en el ANEXO 2).
- Dúplex |2|, de 85.6 m<sup>2</sup> (sombreado en color azul oscuro en el ANEXO 2).
- Apartamento, de 56.60 m<sup>2</sup> (sombreado en azul claro en el ANEXO 2).
- Vivienda |1|, de 138.30 m<sup>2</sup> (coloreado en marrón en el mismo anexo).
- Vivienda |2|, de 219.85 m<sup>2</sup> (marcado en color gris en el mismo anexo).

En los planos del **ANEXO 14.3**, podemos ver los planos detallados del edificio, así como el uso de cada una de las diferentes plantas. Por otra parte, en el **ANEXO 14.3.1**, se muestran con distintos colores sombreados, las dependencias que pertenecen a cada una de las viviendas, resultando mucho más clara su distinción.



**Figura 3.1:** Alzado del edificio.

La disposición es la siguiente:

- **Sótano -2:** En esta planta se encuentran el garaje compuesto por 12 plazas de aparcamiento, una plataforma elevadora desde donde los vehículos acceden a dicho garaje, 3 trasteros y el ascensor, que recorrerá el resto de plantas.
- **Sótano -1:** planta exactamente idéntica a la anterior.
- **Planta baja:** Formada por 2 locales, el acceso al garaje (acceso a la plataforma elevadora que lleva a los sótanos), jardín y dúplex |1| planta baja.

- **Planta primera:** Formada por 1 apartamento, continuación del dúplex |1| y la vivienda |1|.
- **Planta segunda:** En la que se ubican la vivienda |2| y la primera parte del dúplex |2|.
- **Planta tercera:** Contiene un ático perteneciente a la vivienda |2| y una habitación del dúplex |2|, así como cubiertas ajardinadas y la piscina.

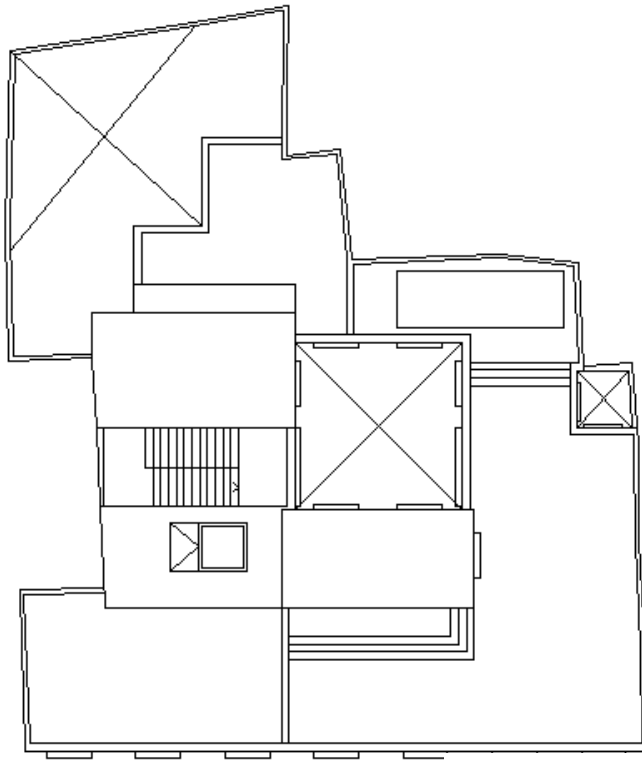


Figura 3.2: Planta del edificio.

Además, el edificio cuenta con un patio de ventilación y luces pequeño, y otro, que cumple la misma función y de mayor tamaño situado en la parte central que se encuentra ajardinado, como puede apreciarse en la [Figura 3.2](#).

Es importante mencionar la existencia de una piscina exterior sobre la cubierta de la segunda planta, algo que puede ser de gran utilidad para el diseño de nuestra instalación

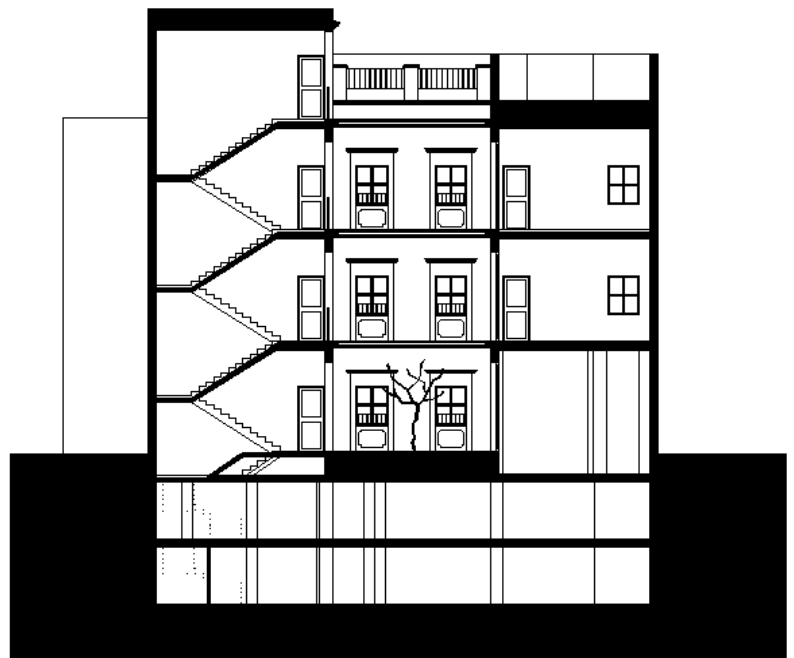


Figura 3.3: Sección AA' del edificio.



# **[ PFC: DISEÑO DE UNA INSTALACIÓN SOLAR TÉRMICA CON APLICACIONES DE ACS, CALEFACCIÓN Y CLIMATIZACIÓN PARA UN EDIFICIO SITUADO EN SEGOVIA. ]**

4	DATOS CLIMÁTICOS EN LA UBICACIÓN DEL EDIFICIO (SEGOVIA)	68
---	---	----

## 4 DATOS CLIMÁTICOS EN LA UBICACIÓN DEL EDIFICIO (SEGOVIA)

En la **Tabla 4.1**, obtenida del código técnico aparecen los datos medios de la temperatura media expresada en °C y humedad relativa (expresada en %) mensuales en la capital de nuestra ciudad.

En caso de que nuestra edificación no se ubicara justo en la capital deberíamos aplicar una corrección relacionada con la diferencia de altitud entre ambos puntos. Sin embargo, en nuestro caso, por tener libertad de ubicación, elegiremos que nuestro edificio se encuentre en la capital, con lo que podremos tomar los valores señalados de la tabla.

Localidad		Ene	Feb	Mar	Abr	May	Jun	Jul	Ago	Sep	Oct	Nov	Dic
Madrid	T <sub>med</sub>	6,2	7,4	9,9	12,2	16,0	20,7	24,4	23,9	20,5	14,7	9,4	6,4
	HR <sub>med</sub>	71	66	56	55	51	46	37	39	50	63	70	73
Málaga	T <sub>med</sub>	12,2	12,8	14,0	15,8	18,7	22,1	24,7	25,3	23,1	19,1	15,1	12,6
	HR <sub>med</sub>	71	70	66	65	61	59	60	63	65	70	72	72
Melilla	T <sub>med</sub>	13,2	13,8	14,6	15,9	18,3	21,5	24,4	25,3	23,5	20,0	16,6	14,1
	HR <sub>med</sub>	72	72	71	70	69	68	67	68	72	75	74	73
Murcia	T <sub>med</sub>	10,6	11,4	12,6	14,5	17,4	21,0	23,9	24,6	22,5	18,7	14,3	11,3
	HR <sub>med</sub>	72	69	69	68	70	71	72	74	73	73	73	73
Ourense	T <sub>med</sub>	7,4	9,3	10,7	12,4	15,3	19,3	21,9	21,7	19,8	15,0	10,6	8,2
	HR <sub>med</sub>	83	75	69	70	67	64	61	62	64	73	83	84
Oviedo	T <sub>med</sub>	7,5	8,5	9,5	10,3	12,8	15,8	18,0	18,3	17,4	14,0	10,4	8,7
	HR <sub>med</sub>	77	75	74	77	79	80	80	80	78	78	78	76
Palencia	T <sub>med</sub>	4,1	5,6	7,5	9,5	13,0	17,2	20,7	20,3	17,9	13,0	7,6	4,4
	HR <sub>med</sub>	84	77	71	70	67	64	58	59	63	73	80	85
Palma de Mallorca	T <sub>med</sub>	11,6	11,8	12,9	14,7	17,6	21,8	24,6	25,3	23,5	20,0	15,6	13,0
	HR <sub>med</sub>	71	69	68	67	69	69	67	71	73	72	72	71
Palmas, Las	T <sub>med</sub>	17,5	17,6	18,3	18,7	19,9	21,4	23,2	24,0	23,9	22,5	20,4	18,3
	HR <sub>med</sub>	68	67	65	66	65	67	66	67	69	70	70	68
Pamplona	T <sub>med</sub>	4,5	6,5	8,0	9,9	13,3	17,3	20,5	20,3	18,2	13,7	8,3	5,7
	HR <sub>med</sub>	80	73	68	66	66	62	58	61	61	68	76	79
Pontevedra	T <sub>med</sub>	9,9	10,7	11,9	13,6	15,4	18,8	20,7	20,5	19,1	16,1	12,6	10,3
	HR <sub>med</sub>	74	73	69	67	68	66	65	65	69	72	73	74
S ,Sebastian	T <sub>med</sub>	7,9	8,5	9,4	10,7	13,5	16,1	18,4	18,7	18,0	15,2	10,9	8,6
	HR <sub>med</sub>	76	74	74	79	79	82	82	83	79	76	76	76
Salamanca	T <sub>med</sub>	3,7	5,3	7,3	9,6	13,4	17,8	21,0	20,3	17,5	12,3	7,0	4,1
	HR <sub>med</sub>	85	78	69	66	62	58	50	53	62	74	82	86
Santa Cruz de Tenerife	T <sub>med</sub>	17,9	18,0	18,6	19,1	20,5	22,2	24,6	25,1	24,4	22,4	20,7	18,8
	HR <sub>med</sub>	66	66	62	61	60	59	56	58	63	65	67	66
Santander	T <sub>med</sub>	9,7	10,3	10,8	11,9	14,3	17,0	19,3	19,5	18,5	16,1	12,5	10,5
	HR <sub>med</sub>	71	71	71	74	75	77	77	78	77	75	73	72
Segovia	T <sub>med</sub>	4,1	5,2	7,1	9,1	13,1	17,7	21,6	21,2	17,9	12,6	7,3	4,3
	HR <sub>med</sub>	75	71	65	65	61	55	47	49	55	65	73	78
Sevilla	T <sub>med</sub>	10,7	11,9	14,0	16,0	19,6	23,4	26,8	26,8	24,4	19,5	14,3	11,1
	HR <sub>med</sub>	79	75	68	65	59	56	51	52	58	67	76	79
Soria	T <sub>med</sub>	2,9	4,0	5,8	8,0	11,8	16,1	19,9	19,5	16,5	11,3	6,1	3,4
	HR <sub>med</sub>	77	73	68	67	64	60	53	54	60	70	76	78

Tabla 4.1: Datos climáticos mensuales en provincia, T en °C y HR en %. Fuente CTE, DBHE.

Es importante mencionar que estos valores son medias mensuales, en los que se han tenido en consideración los días y las noches.

Si necesitamos conocer el valor medio de la temperatura ambiente contando sólo las horas de sol, tomaremos los valores que nos proporciona la web de la unión Europea, ya que nos aporta segregadas las horas del día y la noche.

Esta web además, nos proporciona los valores de la irradiación media mensual diaria sobre el plano horizontal y sobre la inclinación óptima, que según esta misma web es de 34 °.

	Ene	Feb	Mar	Abr	May	Jun	Jul	Ago	Sep	Oct	Nov	Dic	Anual
$\overline{T_{\text{horas sol}}}$ [°C]	5,1	6,6	10,1	11,6	15,6	21,8	24	23,8	19,6	14,7	8,5	5,6	13,9
$\overline{T_{\text{red}}}$ [°C]	4	5	7	9	10	11	12	11	10	9	7	4	8,3
$I_T^{0^\circ}$ $\left[\frac{\text{Wh}}{\text{m}^2}\right]$	1.890	2.660	4.363	5.081	6.354	7.198	7.374	6.497	4.961	3.349	2.090	1.494	4.443
$I_T^{34^\circ}$ $\left[\frac{\text{Wh}}{\text{m}^2}\right]$	3.095	3.827	5.566	5.474	6.187	6.685	7.002	6.812	5.990	4.671	3.278	2.399	5.082
$h_{\text{sol}}$ [horas]	8	9	9	9,5	9,5	9,5	9,5	9,5	9	9	8	7,5	8,92
$I_T^{0^\circ}$ $\left[\frac{\text{W}}{\text{m}^2}\right]$	236,3	295,6	484,8	534,8	668,8	757,7	776,2	683,9	551,2	372,1	261,3	199,2	485,2
$I_T^{34^\circ}$ $\left[\frac{\text{W}}{\text{m}^2}\right]$	386,9	425,2	618,4	576,2	651,3	703,7	737,1	717,1	665,6	519,0	409,8	319,9	386,9

Tabla 4.2: Datos medios mensuales de Segovia. FUENTE: <http://sunbird.jrc.it/pvgis/apps/radmonth.php?lang=es&map=europe>.

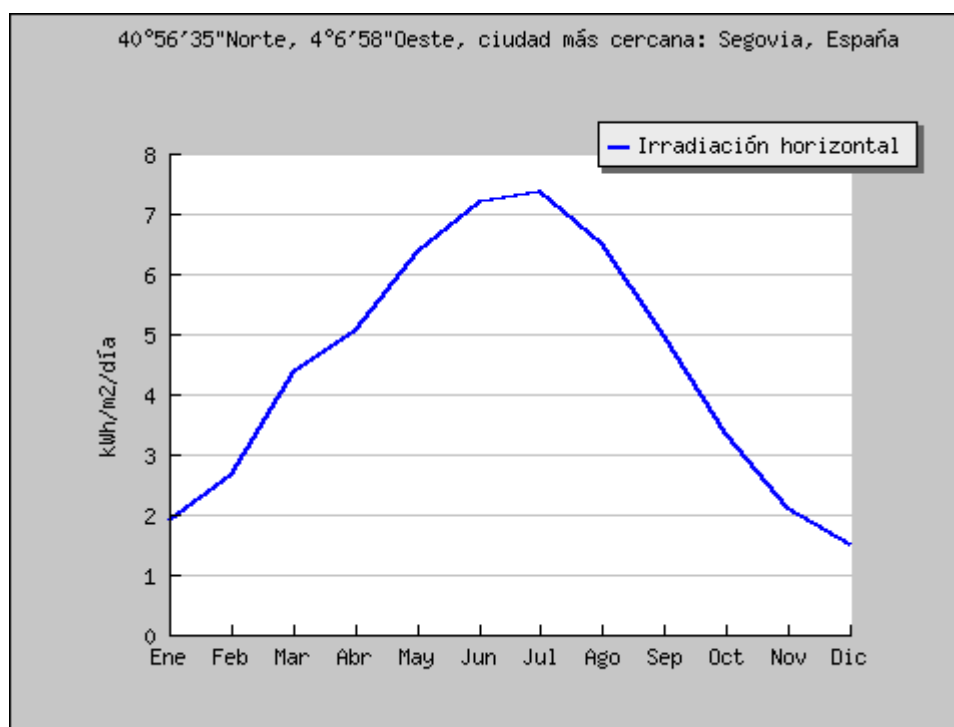


Figura 4.1: Irradiación horizontal media diaria para cada mes.

Durante los meses centrales del año se reciben los mayores niveles de irradiación global por metro cuadrado. Lo contrario ocurre al comienzo y final del año.

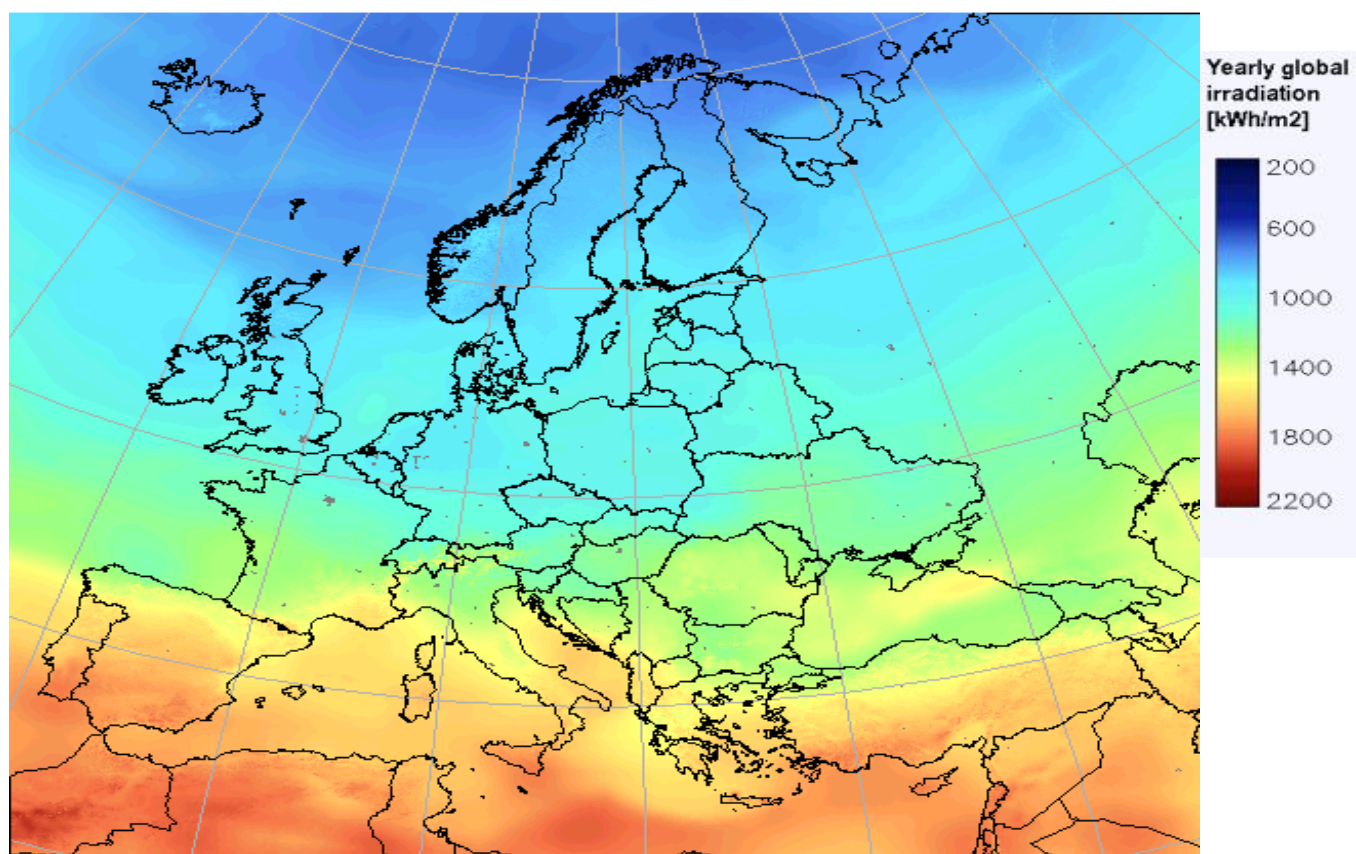


Figura 4.2: Irradiación global por metro cuadrado sobre Europa. FUENTE: <http://sunbird.jrc.it/pvgis/apps/radmonth.php?lang=es&map=europe>.

Como se puede ver en la leyenda lateral de la figura, España pertenece a una de las zonas de Europa con mayor irradiación global por metro cuadrado. Esto hará de España el lugar perfecto para la instalación de la tecnología solar tanto térmica como fotovoltaica.

# [ PFC: DISEÑO DE UNA INSTALACIÓN SOLAR TÉRMICA CON APLICACIONES DE ACS, CALEFACCIÓN Y CLIMATIZACIÓN PARA UN EDIFICIO SITUADO EN SEGOVIA. ]

5	CAPTADORES SOLARES	72
5.1	Tipos de captadores solares	72
5.2	El colector solar plano. Descripción de sus principales componentes	74
5.2.1	Convertidor (o absorbedor)	74
5.2.2	Cubierta transparente	75
5.2.3	Circuito de fluido térmico	76
5.2.4	Aislamiento térmico	77
5.2.5	Caja	77
5.3	Rendimiento del colector plano: Curva de normalización	78
5.4	Pérdidas en el colector plano	80
5.4.1	Pérdidas térmicas en el colector plano. Circuito térmico de las resistencias térmicas en el colector plano	80
•	CONDUCCIÓN	80
•	CONVECCIÓN	81
•	RADIACIÓN	81
5.4.1.1	Resistencia de radiación exterior	83
5.4.1.2	Resistencia de convección forzada externa	84
5.4.1.3	Resistencia de conducción de la cubierta de vidrio	88
5.4.1.4	Resistencia de convección natural	88
5.4.1.5	Resistencia de radiación interior	90
5.4.1.6	Resistencia de conducción del absorbedor	90
5.4.1.7	Resistencia de conducción de los tubos	90
5.4.1.8	Resistencia de convección del fluido	91
5.4.1.9	Resistencia de conducción del aislante	95
5.4.1.10	Resistencia de conducción de la caja	95
5.4.1.11	Resistencia de convección de la parte posterior del colector	95
5.4.1.12	CÁLCULO DE LAS TEMPERATURAS MEDIANTE LA RESOLUCIÓN DE LAS ECUACIONES DEL BALANCE ENERGÉTICO DEL COLECTOR	98
5.4.1.13	OBTENCIÓN DE LA NUEVA CURVA DE FUNCIONAMIENTO (teniendo en cuenta las pérdidas de calor por efecto del viento)	100
5.4.2	Cálculo de pérdidas por orientación e inclinación	102

## 5 CAPTADORES SOLARES

A pesar de que la tecnología solar tiene sus orígenes en el siglo XIX, no había sido explotada ni desarrollada hasta casi el siglo XX. Quizás debido a cuestiones puramente económicas, ya que por aquel entonces y hasta hace poco tiempo, los hidrocarburos se presentaban como una fuente inagotable de recursos y generadora de riqueza.

Sin embargo, nos permite obtener una energía limpia, inagotable y respetuosa con nuestro medio ambiente, por lo que hoy en día resulta vital que apostemos por este tipo de tecnología.

A continuación, se presenta una breve descripción de las diferentes variedades de captadores solares térmicos que podemos encontrar en nuestra sociedad.

### 5.1 Tipos de captadores solares

Los colectores solares térmicos son dispositivos capaces de captar la radiación solar y transmitírsela a un fluido, para su posterior aprovechamiento.

Se dividen en dos grandes grupos:

- **Los Colectores Solares sin concentración**: Los cuales no superan los 70 °C aproximadamente, por lo que son usados en las aplicaciones de la energía solar térmica de baja temperatura. Por ejemplo, para la producción de agua caliente sanitaria.

Se caracterizan por no poseer métodos de concentración, por lo que la relación entre la superficie del colector y la superficie de absorción es prácticamente la unidad.

Dentro de este grupo podemos diferenciar varios tipos:

- ▶ **Colector solar de Placa Plana**: Un colector de placa plana actúa como un receptor que recoge la energía procedente del Sol y calienta una placa. La energía almacenada en la placa es transferida al fluido. Podemos encontrarlos provistos de una cubierta o no. Serán los elegidos para nuestro proyecto por lo que explicaremos más ampliamente su funcionamiento en el **apartado 5.2**. Su aplicación es la producción de ACS, climatización de piscinas y calefacción.
- ▶ **Colectores de Aire**: Son colectores de tipo plano cuya principal característica es tener como fluido caloportador el aire. No tienen una temperatura máxima límite (los procesos convectivos tienen menor influencia en el aire) y trabajan mejor en condiciones de circulación normal, pero en contraposición poseen una baja capacidad calorífica y el proceso de transferencia de calor entre placa y fluido es malo. Su aplicación principal es la calefacción.
- ▶ **Colectores de Vacío**: Van dotados de una doble cubierta envolvente, herméticamente cerrada, aislada del interior y del exterior, y en la cual se ha hecho el vacío. Su finalidad es la de reducir las pérdidas por convección. Son más caros, además de perder el efecto del vacío con el paso del tiempo. Sin embargo, tienen mejores rendimientos. Su aplicación principal es la de producción de ACS y climatización de piscinas.

- ▶ **Tubos de calor:** Poseen una simetría cilíndrica, formados por dos tubos concéntricos; uno exterior de vidrio y uno interior pintado de negro o con pintura selectiva. El fluido circula por el tubo del interno. Su aplicación principal es la calefacción.
  
- ▶ **Colectores Cónicos o Esféricos:** Su principal característica es que constituyen simultáneamente la unidad de captación y de almacenamiento. Su superficie de captación es cónica o esférica con una cubierta de vidrio de la misma geometría. Con estas geometrías se consigue que la superficie iluminada a lo largo del día, en ausencia de sombra, sea constante. Su instalación es sencilla, pero presentan problemas de estratificación del agua y la superficie útil de captación es pequeña. Su aplicación principal es la producción de ACS.
  
- **Los Colectores Solares de Concentración:** Estos colectores hacen uso de los métodos de concentración de la óptica, son capaces de elevar la temperatura del fluido a más de 90 °C. Estos se aplican en la energía solar térmica de media y alta temperatura. Podemos encontrar ejemplos de estos en la central solar térmica de Almería (España), en Grenoble (Francia) y en California. Emplean sistemas especiales con el fin de aumentar la intensidad de la radiación sobre la superficie absorbente y de este modo conseguir altas temperatura en el fluido caloportador. La principal complicación que presentan es la necesidad de un sistema de seguimiento para conseguir que el colector esté permanentemente orientado en dirección al Sol. El concentrador es una parte del colector que dirige la radiación hacia el receptor. Puede ser reflector o refractor, cilíndrico o superficie de revolución y continuo o segmentado. Aumentando la relación de concentración de los colectores aumentan las temperaturas de trabajo, pero también los requerimientos al sistema óptico y de seguimiento (pensado normalmente para la radiación directa), lo que repercute en los costes (de adquisición, operación y mantenimiento).
  
- ▶ **Concentradores cilíndricos:** Su superficie reflectora es la mitad de un cilindro. Su aplicación principal es la producción de vapor en una central térmica.
- ▶ **Concentradores parabólicos (CPC's y PTC's):** Su superficie reflectora presenta una geometría de paraboloide de revolución. Su aplicación principal es la producción de vapor en centrales térmicas.

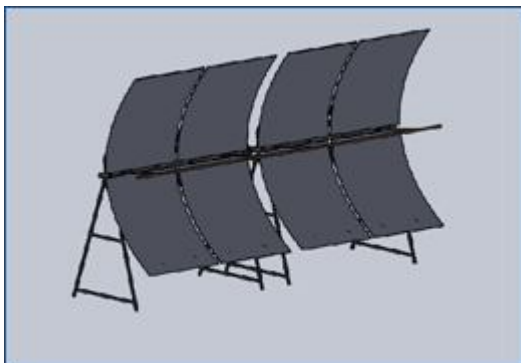


Figura 5.2: Concentrador parabólico.



Figura 5.1: Captador solar de tubo de vacío.



## 5.2 El colector solar plano. Descripción de sus principales componentes

Es el principal componente de la instalación solar térmica. Su propósito consiste en convertir la energía del Sol en calor, aprovechando tanto la radiación directa como la difusa. En este componente tienen lugar dos procesos:

1. La incidencia de la energía solar en forma de calor.
2. La transferencia del calor al fluido térmico que circula por el convertidor.

El colector solar plano está constituido por los siguientes componentes:

### 5.2.1 Convertidor (o absorbedor)

En el caso de un colector de líquido, el convertidor se compone de placa absorbente y conductos de fluido térmico. Sin embargo, si el colector es de aire, el convertidor se compone únicamente de la placa absorbente.

Como nuestra instalación empleará colectores de líquido, nos centraremos únicamente en las características de éste.

Así, el convertidor se constituye de una plana en la que se han insertado una red de tuberías por las que circula el fluido térmico. La radiación que incide en la placa se transformará en calor, transfiriéndose éste al fluido térmico. Los materiales más empleados para estos elementos son el cobre y el acero inoxidable.

Las tuberías pueden tener dos configuraciones, en serie o en paralelo. En el primer caso, todo el fluido térmico circula por una única tubería que se distribuye por la placa. En el segundo, las tuberías están instaladas formando una parrilla entre dos tubos perpendiculares de mayor diámetro denominados colectores de líquido. El fluido térmico entra al colector inferior y se distribuye por los tubos de la parrilla.

La configuración en parrilla es la elegida por los fabricantes del captador elegido (***Isotherm Plus***), cuyos tubos se encuentran soldados fuertemente mediante soldadura de ultrasonidos, que favorece la transmisión de calor entre la placa y la parrilla. Los ultrasonidos clavan el cobre permitiendo que el captador soporte temperaturas de estancamiento de hasta los 199 °C sin que aparezcan roturas y deformaciones.

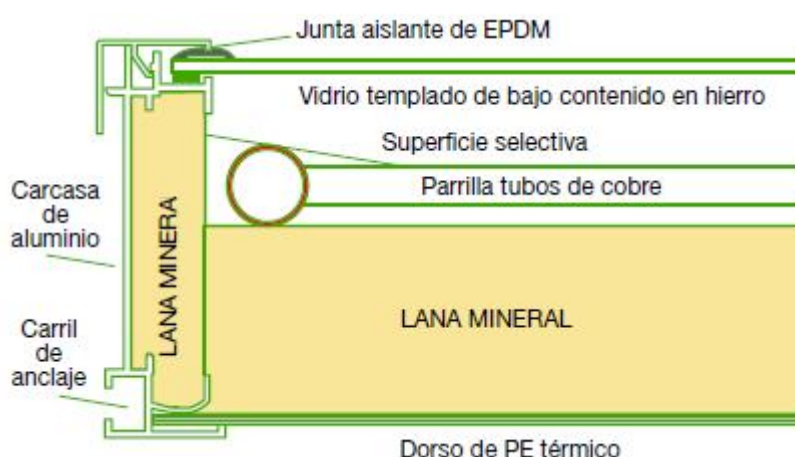


Figura 5.3: Partes del captador solar plano.

**La radiación solar** que incide sobre el convertidor está comprendida entre longitudes de onda que van desde las 0,25 a 2,5 micras, **perteneciente**, por tanto, **a la fracción del ultravioleta de baja energía, al visible y al infrarrojo de menor longitud de onda.**

Cuando está circulando fluido, la placa absorbente del convertidor puede alcanzar temperaturas entre 40 °C y 100 °C. En estos casos, la placa se convierte en un emisor de radiación infrarroja con longitudes de onda



comprendidas entre 4 y 70 micras. La radiación emitida por la placa es energía perdida. Se trata de una pérdida de calor que hace disminuir la temperatura de la placa. Interesará que esta emisión sea mínima con objeto de mantener lo más alta posible la temperatura del convertidor. A la vez, nos interesará que la absorción de radiación solar sea la máxima posible.

Para lograr que la absorción de radiación solar sea máxima y reducir en lo posible la pérdida de calor por emisión, se utilizan recubrimientos. Así, los recubrimientos selectivos, poseen un gran coeficiente de absorción a las longitudes de onda del espectro solar y muy bajo poder de emisión para los infrarrojos que emite la placa absorbente.

Las superficies selectivas están formadas por una delgada capa de un óxido metálico, de color negro, dispuesto sobre un metal brillante que hace de base. La capa de óxido tiene un gran coeficiente de absorción ( $\alpha$ ), del orden de 0,95 para la radiación solar, pero es esencialmente transparente a las radiaciones térmicas de longitud de onda larga, emitidas por la placa metálica del absorbedor (emisividad térmica próxima a 0,1).

La superficie selectiva con mejores resultados se ha desarrollado depositando una capa de níquel sobre el absorbedor y sobre ésta una capa de óxido de cromo extremadamente fina.

Cuando el convertidor está a baja temperatura y comienza a recibir radiación solar, la energía radiante que emite como consecuencia de la Ley de Stefan-Boltzmann (mirar [Ecuación 5.5](#)) es baja, por lo que eleva rápidamente la temperatura. Cuando ésta aumenta, su emisión también aumenta y su temperatura aumenta más lentamente, hasta que llega un momento en el que la radiación solar alcanza un nivel que iguala a la suma de las pérdidas más el calor transportado por el fluido térmico. En ese momento la temperatura del absorbedor se estabiliza.

### 5.2.2 Cubierta transparente

La cubierta del colector es transparente y cumple una doble misión:

1. **Atenuar las pérdidas de calor del convertidor** impidiendo, en lo posible, el paso de la **radiación** que éste emite: Se consigue aprovechando el **"efecto invernadero"**. Consiste en la creación de dos ambientes: uno interior, cerrado por la superficie transparente de vidrio (o plástico), y otro exterior. La radiación solar que llega del exterior se transmite a través de la superficie transparente y se propaga hasta el recinto interior, donde es interceptada por la superficie de la placa del convertidor. Al chocar la radiación se transforma en calor y la placa eleva su temperatura. Al aumentar su temperatura la placa absorbente emite radiación en una longitud de onda mayor, con menor energía, y esta radiación interior no se transmite al exterior a través de la cubierta transparente. En consecuencia queda atrapada entre la placa y la cubierta, efecto pretendido que facilita la transmisión de la radiación solar pero no permite la transmisión de la radiación de origen

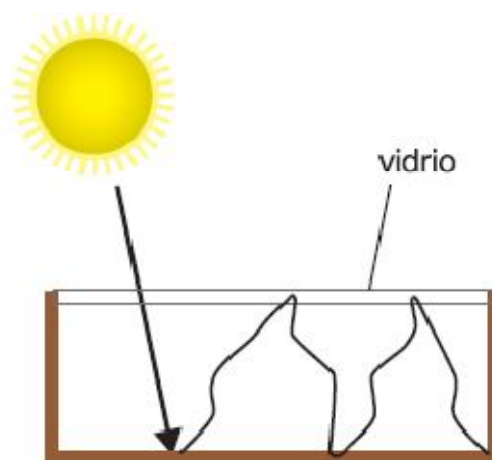


Figura 5.4: Efecto invernadero producido entre el absorbedor y la cubierta de un colector plano.

térmico desde la placa hacia el exterior.

Así, la radiación solar formada por ultravioleta, visible e infrarrojo, de longitud de onda relativamente corta, consigue llegar hasta el convertidor, y sin embargo no puede atravesar la cubierta la radiación emitida por él, dentro del infrarrojo, de mayor longitud de onda. Por tanto, tiene lugar una reflexión del espectro infrarrojo en la superficie interior de la cubierta y un incremento de temperatura del convertidor, de calor efecto positivo para los propósitos que se persiguen.

## 2. Evitar que el aire exterior esté en contacto con el convertidor y provoque *pérdidas por convección*.

La distancia de separación entre el absorbedor y la cubierta suele estar en los 25 y los 40 mm.

Una cubierta de plástico envejecerá antes, pero supone un menor coste y peso. Mientras que las cubiertas de vidrio son más frágiles, lo que les hace más vulnerables a los agentes meteorológicos. Suelen tratarse para que sean capaces de resistir impactos (vidrio templado).

En algunos casos, está justificado el empleo de más de una cubierta, sobre todo para climas fríos, sometidos a vientos intensos y frecuentes.

La transmitancia del cristal,  $\tau$ , es función de su calidad y del ángulo de incidencia de la radiación solar. Las impurezas en el cristal, principalmente hierro, incrementan su capacidad media de absorción. Un típico cristal de 0.003 m de espesor absorbe entre un 1 y 5 %. La transmitancia, cuando los rayos del Sol no inciden de forma normal a la superficie del cristal, disminuye ligeramente. Teniendo en cuenta que los rayos del Sol inciden variando su ángulo sobre el cristal a lo largo del día, pueden darse como valores medios para los coeficientes de absorción, reflexión y transmisión las cifras de 2, 10 y 88 % respectivamente. Un coeficiente de transparencia del vidrio del orden de un 88 %, significa que la cubierta dejará pasar el 88 % de la energía solar incidente.

El acristalamiento empleado en el modelo de captador elegido es un vidrio solar templado de bajo contenido en hierro (inferior al 0,05 %) y espesor de 4 mm, que proporciona una alta transmitancia a la radiación solar (91 %).

Otro aspecto importante a mencionar en cuanto a la cubierta, es la necesidad de conseguir una unión estanca con la caja, para evitar la entrada de aire exterior. Se evitarán pérdidas por convección y la penetración de partículas de polvo o agua, que provocarían un menor rendimiento y un deterioro mayor del colector.

### 5.2.3 Circuito de fluido térmico

El fluido circulante está directamente en contacto con el absorbedor, de manera que se facilita la transferencia de calor. El circuito que sigue el calor hasta llegar al fluido debe ser lo más corto posible y debe encontrar la menor resistencia posible.

La radiación se convierte en calor al ser interceptada por la superficie captadora y la temperatura del convertidor aumenta hasta hacerse mayor que la temperatura del fluido. Así, el calor se propaga siguiendo el gradiente de temperaturas.

#### 5.2.4 Aislamiento térmico

Para reducir la emisión de calor por la cara posterior del colector se instala una lámina de aislamiento térmico, situado entre la cara posterior y la caja.

La emisión de calor hacia el otro lado, hacia la cara superior del colector, se mitiga por el efecto invernadero y porque el aire es un buen aislante térmico, mientras no se mueva.

La capacidad para impedir que el calor se fugue depende de las propiedades físicas del aislante. Las principales son: la conductividad térmica, la densidad aparente, la temperatura máxima de servicio, el comportamiento ante la humedad, la estabilidad química, el precio, etc.

Un material aislante muy empleado es la lana de vidrio, además de tener unas buenas propiedades térmicas, es económico y resiste temperaturas del orden de 150 °C. Aunque tiene la desventaja de ser muy vulnerable ante la humedad.

El captador elegido, ***Isotherm Plus***, cuenta además con aislante en los laterales, emplea lana de roca con muy reducida conductividad térmica (0,036 W/m·K).

#### 5.2.5 Caja

La caja se encarga de alojar al conjunto de componentes que constituyen el colector. Su función más importante es asegurar la estanqueidad del colector. Si en su unión con la cubierta o con el fondo del colector deja pasar aire, éste circula por el interior, y en contacto con el convertidor se calienta. Como el aire acaba saliendo del colector, provoca pérdidas de calor, que son complicadas de estimar.

Además, el aire transporta contaminantes y vapor de agua. Los contaminantes se ponen en contacto con el convertidor, quedando éste expuesto a la corrosión. Cuando el colector se enfría, el vapor de agua que ha entrado con el aire se condensa y se deposita en la superficie interior de la cubierta en forma de gotas que terminan cayendo sobre la placa. Cuando de nuevo se calienta el colector, el agua se evapora y empaña la superficie interior de la cubierta, disminuyendo la transmitancia del cristal y reduciendo el flujo de radiación, lo que tiene un triple efecto: menor captación de radiación, menor calor transferido al fluido térmico y menor rendimiento del colector. Por tanto, el colector debe ser necesariamente estanco, y la caja asegurará esta función.

La caja soportará las condiciones ambientales propias del lugar del emplazamiento, así como las tensiones térmicas originadas por los cambios de temperatura durante su ciclo de vida. Deberá ser duradera para soportar el paso del tiempo con el menor deterioro posible.

Se suelen construir de acero galvanizado con tratamiento de anodizado. Aunque en nuestro caso está fabricada de aluminio anodizado.

### 5.3 Rendimiento del colector plano: Curva de normalización

En el funcionamiento de un colector intervienen numerosos factores: la fuente de energía, la geometría, los materiales, la tecnología, el proceso térmico, la meteorología, etc. Por tanto, su rendimiento dependerá de todos estos factores, siendo complicado de conocer.

Por esta razón, los fabricantes de captadores, realizan diversos estudios para tratar de determinar su comportamiento. La función que determina los rendimientos de un colector comercial se determina mediante un procedimiento *experimental* denominado proceso de normalización. En España el organismo encargado de normalizar los colectores es el Instituto Nacional de Tecnología Aeroespacial (INTA). Entre los organismos internacionales que han establecido procedimientos de normalización el ASHRAE es el de mayor prestigio.

El método consiste en instalar el colector en posición inclinada y orientado hacia el sur, exponiéndolo a la acción de la radiación solar, y medir el calor transferido al fluido térmico mediante la **Ecuación 5.1**.

$$Q_u = \dot{m}_1 \cdot C_{p1} \cdot (t_{co} - t_{ci})$$

**Ecuación 5.1**

Donde  $(t_{co} - t_{ci})$  es el salto térmico de temperaturas que sufre el fluido por su paso por el colector y  $Q_u$ , es el calor útil transferido al fluido. Se toman datos, con unas condiciones determinadas: temperatura ambiente, radiación solar y velocidad del viento.

El procedimiento se realiza en condiciones de régimen casi permanente. Como la radiación solar a lo largo del día es variable, la normalización se realiza en las horas centrales del día, entre las 11 y las 13 horas. Para minimizar el efecto del calor almacenado se hacen medidas simétricas, antes y después de las 12 horas. La radiación solar a estas horas supera el valor de  $600 \text{ W/m}^2$  y el test se continúa durante los días claros y en los días con radiación solar inferior no se toman datos. El aire debe estar casi en calma, lo que significa que la velocidad del viento tiende a cero.

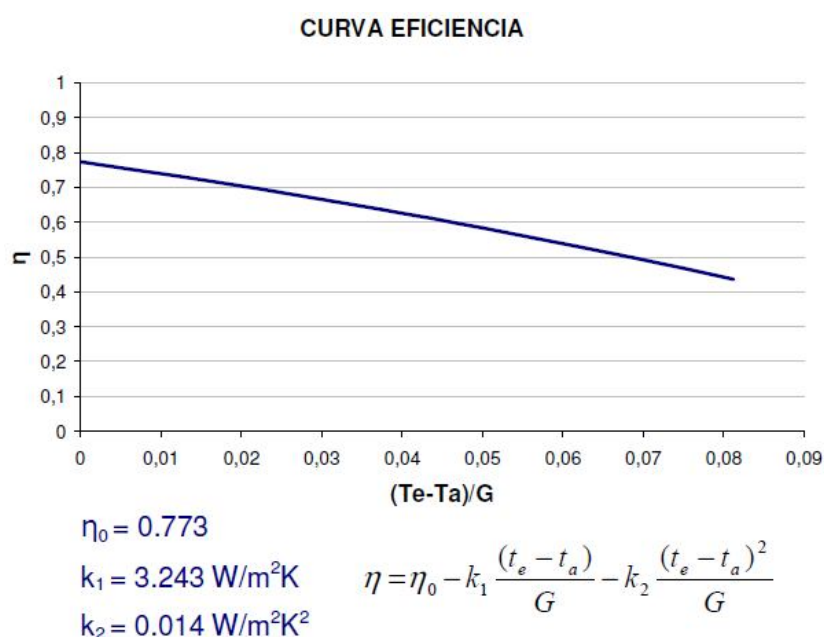
La pendiente de la recta obtenida (que es negativa), representa las pérdidas por transferencia de calor  $(-F_R \cdot U_{co})$ . La ordenada en el origen, es el rendimiento instantáneo máximo.

$U_{co}$  es el coeficiente global de transferencia de calor del colector; incluye las pérdidas por radiación y convección. El ensayo considera velocidades del viento bajas, para reducir las pérdidas por convección, por lo que, el comportamiento que el colector tendrá una vez instalado en la instalación diferirá de la curva de normalización, tal y como veremos en el **apartado 5.4.1.13**.

El coeficiente  $F_R$ , representa físicamente la relación entre el calor transferido al fluido a su paso por el colector y el calor que se podría transferir si la temperatura de la placa fuera la misma que la del fluido a la entrada en el colector. Esta situación podría darse si el caudal de fluido térmico fuera tan grande que el incremento de temperatura a su paso por el colector se hiciera insignificante. Conceptualmente, se comporta como la eficiencia del convertidor, definida como la relación entre el calor transferido al fluido térmico y el máximo calor que se podría transmitir si la temperatura de la placa fuese igual que la del fluido.

Por tanto, “la recta” de normalización, nos permite obtener el producto del coeficiente global de transferencia de calor del colector por la eficiencia del convertidor  $F_R \cdot U_{co}$ , supuestos ambos constantes. Las empresas que construyen colectores solares proporcionan la curva de normalización.

La curva dada por el fabricante del colector ***Isotherm Plus***, está representada en el **Gráfico 5.1**, donde  $t_a$  representa a la temperatura ambiente en °C,  $t_e$  la temperatura de entrada del fluido al captador en °C (que es lo que nosotros nombraremos como  $T_{ci}$ ), y  $G$  es la radiación global sobre el plano del captador, expresada en  $W/m^2$ . Por último,  $\eta_0$  indica el valor del rendimiento óptico del colector.



**Gráfico 5.1: Curva de normalización del Isotherm Plus.**

$k_1$  y  $k_2$ , son los coeficientes de pérdidas ópticas.

A medida, que el valor del cociente  $\frac{(t_e - t_a)}{G}$  aumenta, el rendimiento del colector disminuye. El rendimiento máximo se alcanza cuando éste cociente adquiere el valor cero.

Cuanto mayor es la pendiente de la recta, mayores serán las pérdidas térmicas; por tanto, tal y como veremos en el **apartado 5.4.1.13**, en el momento en el que consideremos el efecto del viento, la curva se verá afectada incrementado su pendiente. Comparando ambas curvas, para un mismo valor del cociente  $\frac{(t_e - t_a)}{G}$ , obtendremos un rendimiento inferior cuando tenemos en cuenta el efecto del viento.

Esto significa **que la curva de normalización, nos aportará un límite superior del rendimiento** que podemos obtener cuando el captador funciona bajo unas determinadas condiciones de caudal, radiación y temperatura ambiente.

## 5.4 Pérdidas en el colector plano

### 5.4.1 Pérdidas térmicas en el colector plano. Circuito térmico de las resistencias térmicas en el colector plano

En este apartado trataremos de estudiar y estimar las pérdidas producidas en el colector plano. En lugar de considerar el caso más favorable, tal y como se hace para hallar la curva de normalización ([apartado 5.3](#)), trataremos de realizar un modelo de resistencias en el que podamos evaluar de una manera más exacta dichas pérdidas.

La transferencia de calor es la energía en tránsito debido a una diferencia de temperaturas. Siempre que exista una diferencia de temperaturas en un cuerpo o entre cuerpos, se produce una transferencia de calor.

Podemos diferenciar tres **modos de transferencia de calor**: conducción, convección y radiación.

#### • CONDUCCIÓN

Se produce cuando existe un gradiente de temperatura en un medio estacionario (sólido o fluido). Consiste en una transferencia de energía de partículas más energéticas a partículas menos energéticas de una sustancia debido a las interacciones entre las mismas.

En la conducción unidimensional en estado estable de una pared plana sin generación interna de calor y conductividad térmica, la temperatura varía de forma lineal con  $x$ ; así, el flujo de calor sería:

$$Q_{x,cond} = -kA \frac{dT}{dx} = \frac{kA}{L} (T_{s,1} - T_{s,2}) \quad [W]$$

Ecuación 5.2

Donde:

- $k$  es la conductividad térmica [ $W/m \cdot K$ ].
- $A$  es el área perpendicular al flujo de calor [ $m^2$ ].
- $L$  es el espesor de la pared [ $m$ ].
- $T_{s,1}$  es la temperatura de superficie 1 [ $K$ ].
- $T_{s,2}$  es la temperatura de superficie 2 en [ $K$ ]. Siendo  $T_{s,1} > T_{s,2}$ .

En el caso de tener conducción en un cilindro, sin generación interna de calor, la expresión deriva de la ecuación del calor en coordenadas cilíndricas, resultando ser la siguiente:

$$Q_{r,cond} = -kA \frac{dT}{dr} = -k(2 \cdot \pi \cdot r \cdot L) \frac{dT}{dr} = \frac{2 \cdot \pi \cdot L \cdot k \cdot (T_{s,1} - T_{s,2})}{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)} \quad [W]$$

Ecuación 5.3

- **CONVECCIÓN**

Transferencia de calor que ocurre entre una superficie y un fluido en movimiento cuando están a diferentes temperaturas.

$$Q_{\text{conv}} = hA(T_s - T_{\infty}) \quad [\text{W}]$$

Ecuación 5.4

- $T_s$  es la temperatura de la superficie [K].
- $h$  es el coeficiente de convección [ $\text{W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}$ ].
- $T_{\infty}$  es la temperatura del fluido que rodea la superficie [K].
- $A$  área de la superficie [ $\text{m}^2$ ].

- **RADIACIÓN**

Todas las superficies con temperatura finita emiten energía en forma de ondas electromagnéticas. Así, en ausencia de un medio, existe una transferencia neta de calor por radiación entre dos superficies a diferentes temperaturas. En este caso, el captador solar es rodeado completamente por el cielo por lo que podemos aplicar la siguiente expresión:

$$Q_{\text{rad}} = \varepsilon \cdot \sigma \cdot A \cdot (T_s^4 - T_{\text{alr}}^4) \quad [\text{W}]$$

Ecuación 5.5

Donde:

- $\varepsilon$  propiedad radiactiva de la superficie, denominada emisividad. Es adimensional y su valor estará comprendido entre  $0 \leq \varepsilon \leq 1$ , [-].
- $\sigma$  es la constante de Stefan Boltzmann, cuyo valor es  $\sigma = 5,67 \cdot 10^{-8} \text{ W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}^4$ .
- $T_{\text{alr}}$  es la temperatura de los alrededores en [K].
- $T_s$  es la temperatura de la superficie en [K].
- $A$  superficie de radiación [ $\text{m}^2$ ].

Para estudiar nuestro colector solar, consistente en diferentes superficies superpuestas, haremos uso de un nuevo término, conocido como resistencia térmica. Su definición es la siguiente:

$$R_t = \frac{T_{s,1} - T_{s,2}}{Q}$$

Ecuación 5.6

Dado que la ecuación del flujo de calor será distinta según sea el modo de transferencia de calor, tendremos diferentes expresiones de la resistencia térmica según el caso.

Empleando este nuevo término podemos ver nuestro colector como un conjunto de resistencias “eléctricas”, mucho más sencillo de estudiar y analizar. Podremos expresar el flujo de calor total como:

$$Q = \frac{\Delta T}{R_{TOT}} = UA \cdot \Delta T$$

Ecuación 5.7

donde UA es el inverso de la resultante de todas las resistencias térmicas.

$$R_{TOT} = \sum R_t = \frac{\Delta T}{q} = \frac{1}{UA}$$

Ecuación 5.8

En el artículo: “Transferencia de calor en colectores solares planos, considerando velocidad y dirección del viento” ([Referencia \[1\]](#)), se aporta una modelización del colector plano basada en la realización de un balance de energía no estacionario sobre el colector. De esta forma se determinarán en detalle las pérdidas térmicas.

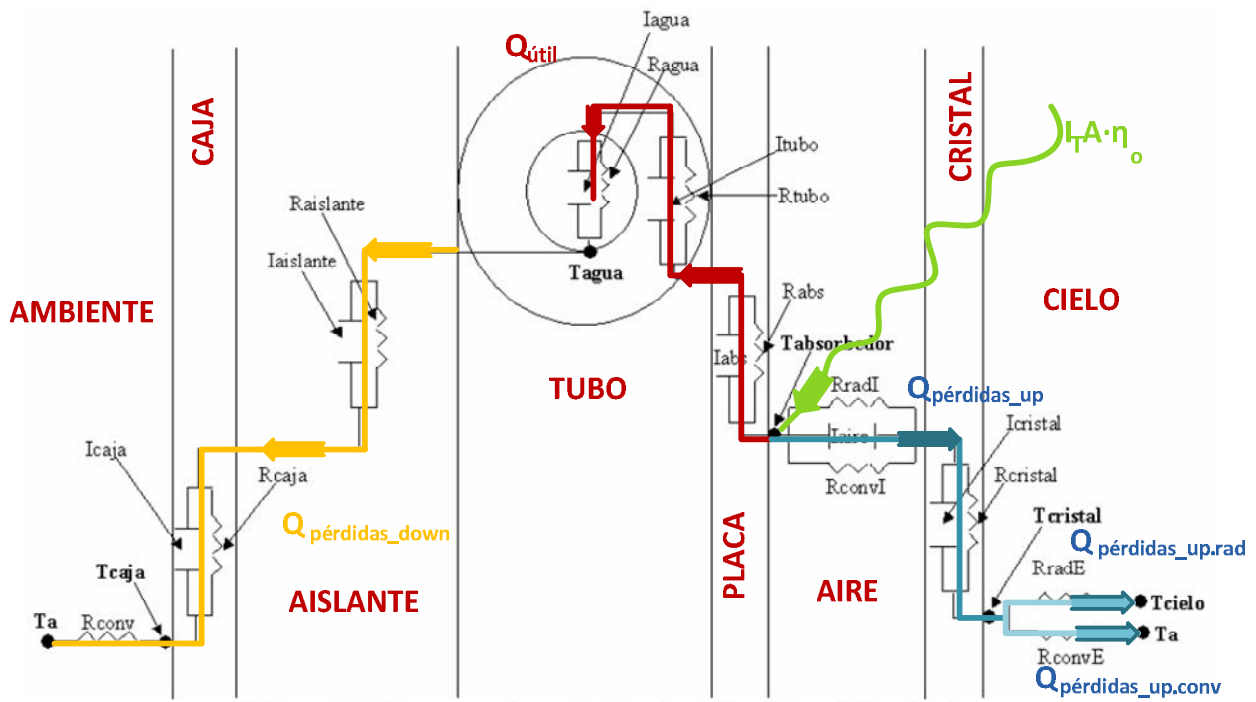


Figura 5.5: Modelo de resistencias térmicas del colector plano.

Los condensadores que aparecen en la [Figura 5.5](#) representan inercias térmicas. Puesto que el modelo es **no estacionario**, deberíamos tenerlas presentes; sin embargo, buscando una mayor simplicidad en el cálculo, no las tendremos en cuenta.

Si representamos el modelo de una forma más intuitiva (ver [Figura 5.6](#)), podemos ver claramente los tres ramales de resistencias en que se divide el calor que llega al absorbedor ( $\eta_o \cdot I_T A$ ).



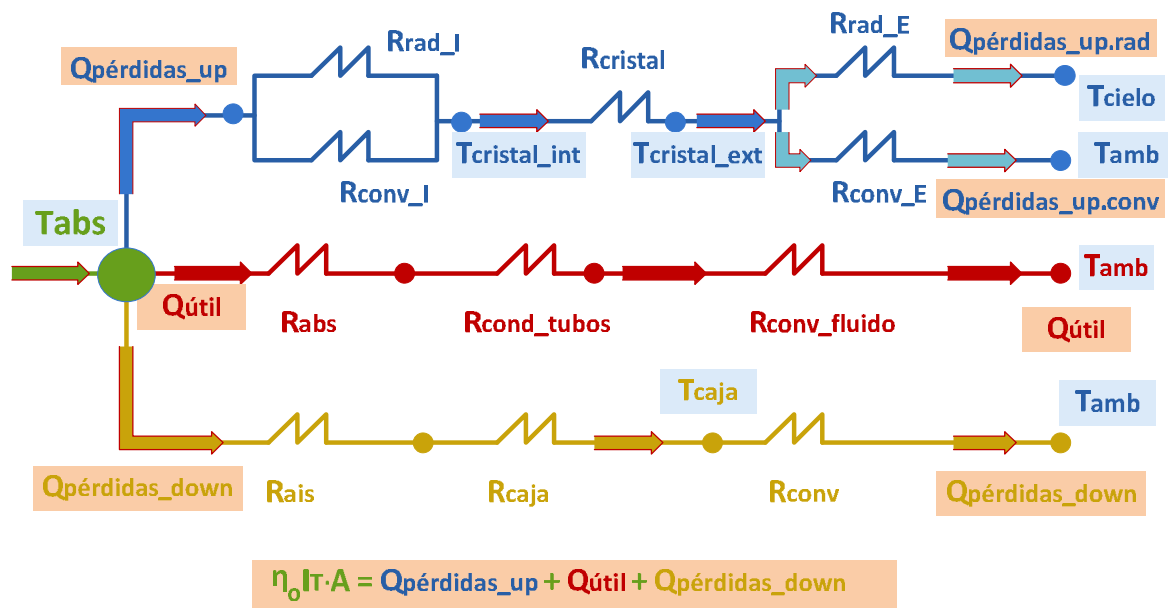


Figura 5.6: Circuito térmico simplificado del modelo del colector plano.

La radiación que recibe el absorbedor se ve afectado por el rendimiento óptico de la cubierta de vidrio ( $\eta_o$ ) y se divide en:

- ✓ El calor útil ( $Q_{\text{útil}}$ ), empleado en calentar el fluido que circula por el interior de los tubos del colector.
- ✓ Las pérdidas por la parte superior del colector ( $Q_{\text{pérdidas\_up}}$ ), que a su vez se separa en dos: pérdidas de radiación y convección.
- ✓ Las pérdidas por la parte posterior ( $Q_{\text{pérdidas\_down}}$ ).

Así se refleja en la ecuación del **Figura 5.6**.

Los procesos de transferencia de calor contemplados en el modelo, ordenándolos desde el cielo o parte superior del colector hasta la parte inferior de la caja, son:

#### 5.4.1.1 Resistencia de radiación exterior

Indica la resistencia de radiación entre la superficie acristalada y el cielo. Según el artículo mencionado, se define mediante la **Ecuación 5.9**.

Para determinar la temperatura de cielo emplearemos la **Ecuación 5.10**. Relaciona la temperatura del cielo con la temperatura diurna, que es conocida. Así, la temperatura de cielo también será conocida.

Sin embargo, las demás temperaturas de la **Ecuación 5.9** no son conocidas y serán incógnitas en nuestro sistema de ecuaciones.

Se desprecia la radiación entre la parte trasera y el suelo y pretil de la cubierta, debido a la pequeña diferencia de temperatura existente. Ambas son próximas a la temperatura ambiente.

$$R_{\text{radE}} = \frac{1}{\epsilon_{\text{cristal}} \cdot \sigma \cdot A_{\text{vidrio}} \cdot \left[ (T_{\text{cristal\_ext}})^2 + (T_{\text{cielo}})^2 \right] \cdot (T_{\text{cristal\_ext}} + T_{\text{cielo}})}$$

Ecuación 5.9

Donde:

- $\epsilon_{\text{cristal}}$ : emisividad del cristal. En nuestro caso tiene un valor de 0,91.
- $T_{\text{cielo}}$ : será calculada con una expresión obtenida de la [Referencia \[2\]](#): *“Solar Technologies for buildings”*. En ella se relaciona la temperatura de cielo con la temperatura ambiente que, en este caso, por tener en funcionamiento la instalación durante las horas de sol, tomaremos como temperatura ambiente la temperatura diurna.

$$T_{\text{cielo}} [\text{K}] = 0,037536 \cdot T_{\text{diurna}}^{1,5} [\text{K}] + 0,32 \cdot T_{\text{diurna}} [\text{K}]$$

Ecuación 5.10

- $\sigma$  es la constante de Stefan Boltzmann, cuyo valor es  $\sigma = 5,67 \cdot 10^{-8} \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}^4$ .
- $A_{\text{vidrio}}$  es el área de la cubierta del colector, con un valor de  $2,272 \text{ m}^2$ .
- $T_{\text{cristal\_ext}}$  temperatura del vidrio por el lado que está en contacto con el ambiente. Esta será una de las variables incógnita en nuestro sistema de ecuaciones. Para darle una primera aproximación, que usaremos como valor inicial) emplearemos la siguiente expresión ([Referencia \[1\]](#)):

$$T_{\text{cristal\_ext}} = 1,042 \cdot T_{\text{diurna}} - 2,34$$

Ecuación 5.11

#### 5.4.1.2 Resistencia de convección forzada externa

La ecuación de la resistencia térmica de convección es la siguiente ([Referencia \[21\]](#)):

$$R_{\text{convE}} = \frac{T_{\text{cristal\_ext}} - T_{\text{cielo}}}{q} = \frac{1}{h \cdot A_{\text{vidrio}}} \left[ \frac{\text{K}}{\text{W}} \right]$$

Ecuación 5.12

Donde “h” es el coeficiente de transferencia de calor por convección, con unidades  $[\text{W/m}^2 \cdot \text{K}]$ . Es el valor que tendremos que estimar para conocer un valor aproximado de la resistencia térmica de convección externa. Se puede expresar como:

$$h = \frac{k_{\text{aire}} \cdot \text{Nu}}{L_c} \left[ \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}} \right]$$

Ecuación 5.13

Para determinar el número de Nusselt, debemos tener en cuenta la presencia de viento, por lo que tendremos una transferencia de calor por convección forzada. Tal y como se puede ver en el [Gráfico 5.2](#), la dirección del viento predominante en Segovia, es la dirección Oeste, con una repetitividad que ronda

el 24 %, un valor bastante superior al valor de la segunda dirección más común, la dirección Este con un 16 %.

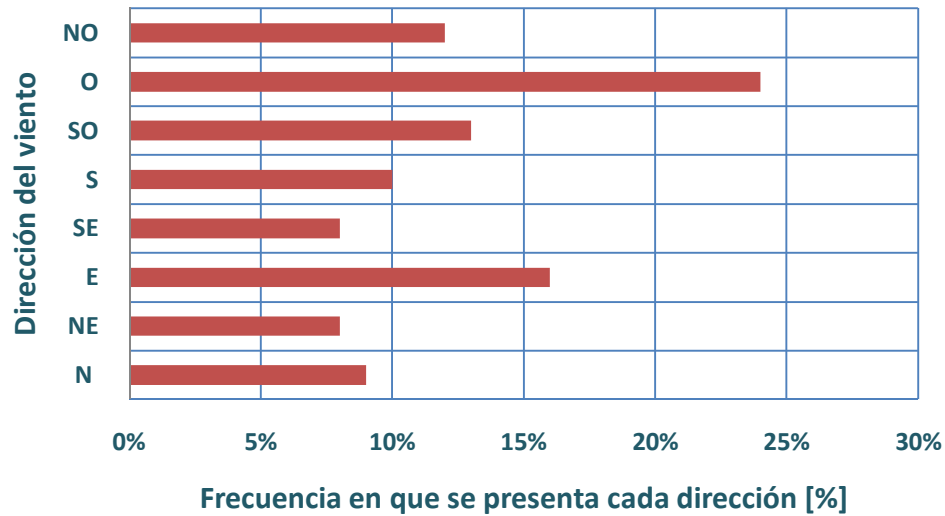


Gráfico 5.2: Valores medios desde 2001 - 2009 en la dirección del viento. FUENTE: [www.woespana.es](http://www.woespana.es).

Dado que la misión de los colectores es captar la mayor cantidad de energía, su orientación será la sur.

La caja está expuesta a un flujo exterior (viento) paralelo a la superficie exterior.

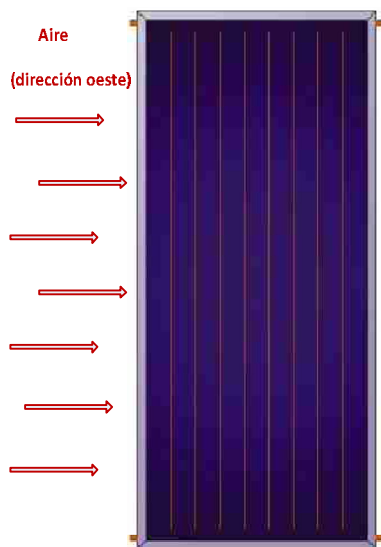


Figura 5.7: Dirección del viento relativa al colector plano.

La correlación que emplearemos para el número de Nusselt será la ecuación de flujo cruzado ([Referencia \[1\]](#)).

$$Nu = 3,836 \cdot Re^{0,325} \cdot Pr^{\frac{1}{3}}$$

Ecuación 5.14

Las ecuaciones del número de Reynolds y el Prandtl son:

$$Pr = \frac{\nu}{\alpha}$$

Ecuación 5.15

$$Re_L = \frac{v \cdot L_C}{\nu}$$

Ecuación 5.16

Siendo:

- Nu: número de Nusselt [--].
- Re: número de Reynolds [--].
- Pr: número de Prandtl [--].

- $h$ : coeficiente de transferencia de calor por convección [ $\text{W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}$ ].
- $k$ : conductividad térmica del aire [ $\text{W}/\text{m} \cdot \text{K}$ ].
- $v$ : la velocidad del viento expresada en [ $\text{m}/\text{s}$ ].
- $\nu$ : la viscosidad cinemática del aire [ $\text{m}^2/\text{s}$ ].
- $\alpha$ : difusividad térmica del aire [ $\text{m}^2/\text{s}$ ].
- $L_c$ : la longitud característica. Es la longitud que recorre el viento al atravesar la cubierta. Este valor dependerá del número de colectores conectados. Si sólo tuviéramos un único colector  $L_c = 1,021 \text{ m}$ , que es el ancho del colector. En el caso de tener varios colectores conectados en fila, la distancia que recorre el aire es  $L_c = L \cdot N$ , donde  $N$  es el número de colectores colocados en cada fila. Así pues, el valor de la resistencia térmica de convección externa variará según el número de colectores que tengamos, al cambiar el valor del número de Reynolds según sea  $N$ .
- $A_{\text{vidrio}} = 2,272 \text{ m}^2$ .
- $L$  es la longitud de un colector.  $L = 1,021 \text{ m}$ .

Los valores medios de la velocidad del viento en Segovia para cada mes se pueden ver en el **Gráfico 5.3** expresados en [ $\text{Km}/\text{h}$ ]:

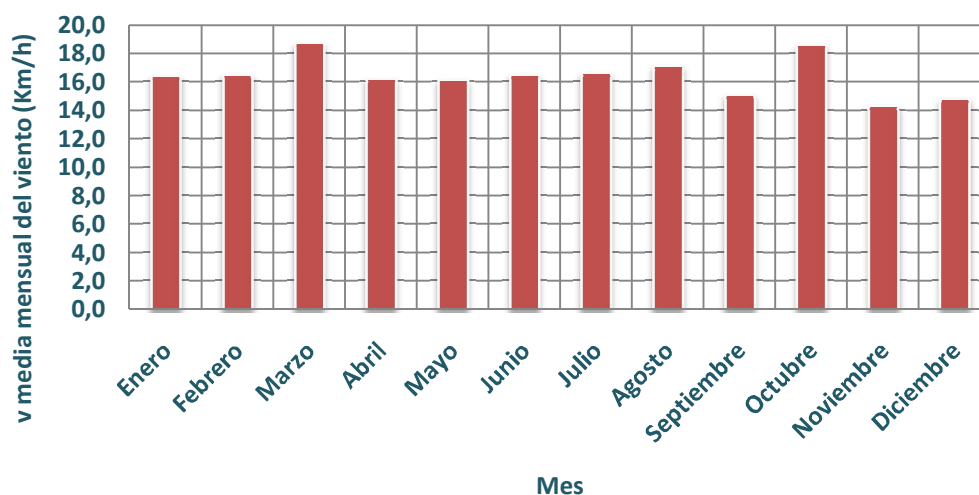


Gráfico 5.3: Velocidad media mensual del viento en Segovia. Datos medios mes a mes entre el 2001 y 2009. FUENTE: [www.woespana.es](http://www.woespana.es).

La velocidad del viento se mantiene con valores bastante similares durante todo el año, no existen grandes fluctuaciones, por lo que tendrán un efecto similar en el valor de la resistencia térmica convectiva para cada mes.

Mes	Ene	Feb	Mar	Abr	May	Jun	Jul	Ago	Sep	Oct	Nov	Dic
<b>v [m/s]</b>	4,6	4,6	5,2	4,5	4,5	4,6	4,6	4,8	4,2	5,2	4,0	4,1

Tabla 5.1: Valores medios mensuales de la velocidad del viento en [ $\text{m}/\text{s}$ ].

Los resultados de todas estas variables, así como, de las resistencias térmicas de convección externa se resumen en la siguiente tabla:

Mes	V [m/s]	$\alpha$ [m <sup>2</sup> ·s] ·10 <sup>-5</sup>	$\nu$ [m <sup>2</sup> ·s] ·10 <sup>-5</sup>	k [W/m·K] ·10 <sup>-2</sup>	N	L [m]	A [m <sup>2</sup> ]	Pr [--] ·10 <sup>-1</sup>	Re [--] ·10 <sup>5</sup>	Nu [--] ·10 <sup>2</sup>	h [W/m <sup>2</sup> ·K]	R <sub>conv_E</sub> [K/W]
Ene	4,56	2,25	1,59	2,63	3	1,021	2,272	7,062	8,78	2,92	2,51	0,1756300
Feb	4,58	2,25	1,59	2,63	3	1,021	2,272	7,062	8,83	2,92	2,51	0,1752834
Mar	5,19	2,25	1,59	2,63	3	1,021	2,272	7,062	10,01	3,05	2,62	0,1682963
Abril	4,50	2,25	1,59	2,63	3	1,021	2,272	7,062	8,67	2,91	2,50	0,1763318
May	4,47	2,25	1,59	2,63	3	1,021	2,272	7,062	8,62	2,90	2,49	0,1766870
Jun	4,58	2,25	1,59	2,63	3	1,021	2,272	7,062	8,83	2,92	2,51	0,1752834
Jul	4,61	2,25	1,59	2,63	3	1,021	2,272	7,062	8,89	2,93	2,52	0,1749395
Agos	4,75	2,25	1,59	2,63	3	1,021	2,272	7,062	9,16	2,96	2,54	0,1732604
Sept	4,19	2,25	1,59	2,63	3	1,021	2,272	7,062	8,09	2,84	2,44	0,1804079
Oct	5,17	2,25	1,59	2,63	3	1,021	2,272	7,062	9,96	3,04	2,61	0,1685898
Nov	3,97	2,25	1,59	2,63	3	1,021	2,272	7,062	7,66	2,79	2,40	0,1836280
Dic	4,11	2,25	1,59	2,63	3	1,021	2,272	7,062	7,92	2,82	2,42	0,1815883

Tabla 5.2: Resumen de resultados para el cálculo de la Resistencia de convección externa suponiendo que tenemos instalados 3 colectores en serie en la cubierta.

El cálculo se ha realizado suponiendo que los colectores atienden únicamente la demanda de ACS de la instalación. El único **objetivo** que persigue la **estimación de las pérdidas** del colector **es** el de **determinar** una **nueva curva de funcionamiento** del colector **Isotherm Plus**. Así, una vez determinada ésta, podremos emplear directamente su ecuación para futuras aplicaciones (ACS + Calefacción).

En la primera estimación de las temperaturas de la instalación de ACS se empleó la curva de normalización. El número de colectores obtenido bajo estas circunstancias para satisfacer la demanda de ACS ha sido de 3 colectores como se verá en el **apartado 6.5**.

Sin embargo, dado que incorporar las pérdidas del viento al funcionamiento del colector, aumentará la magnitud de las pérdidas totales, se prevé que el número de colectores necesarios bajo estas nuevas circunstancias pueda incrementarse.

Como se indica en la **Tabla 5.3**, la resistencia de convección exterior se ve afectada por el número de colectores en la cubierta (ya que el valor de  $L_c$  de la longitud característica es función de N como, se ha explicado en este mismo apartado). Para ver su influencia, se calculará la resistencia para 2 y 3 colectores. Lo mismo ocurrirá en el caso de la resistencia de convección de la parte posterior; procederemos del mismo modo (**apartado 5.4.1.11**).

Número de colectores en la cubierta						Número de colectores en la cubierta			
N = 2						N = 3			
Mes	L	Lc	A	Re [--] ·10 <sup>5</sup>	R <sub>conv_E</sub>	Lc	A	Re [--] ·10 <sup>5</sup>	R <sub>conv_E</sub>
Ene	1,021	2,042	2,272	5,85	0,1335787	3,063	2,272	8,78	0,1756300
Feb	1,021	2,042	2,272	5,89	0,1333150	3,063	2,272	8,83	0,1752834
Mar	1,021	2,042	2,272	6,68	0,1280009	3,063	2,272	10,01	0,1682963
Abril	1,021	2,042	2,272	5,78	0,1341124	3,063	2,272	8,67	0,1763318
May	1,021	2,042	2,272	5,75	0,1343826	3,063	2,272	8,62	0,1766870
Jun	1,021	2,042	2,272	5,89	0,1333150	3,063	2,272	8,83	0,1752834
Jul	1,021	2,042	2,272	5,93	0,1330535	3,063	2,272	8,89	0,1749395
Agos	1,021	2,042	2,272	6,10	0,1317764	3,063	2,272	9,16	0,1732604
Sept	1,021	2,042	2,272	5,39	0,1372126	3,063	2,272	8,09	0,1804079
Oct	1,021	2,042	2,272	6,64	0,1282241	3,063	2,272	9,96	0,1685898
Nov	1,021	2,042	2,272	5,10	0,1396617	3,063	2,272	7,66	0,1836280
Dic	1,021	2,042	2,272	5,28	0,1381104	3,063	2,272	7,92	0,1815883

Tabla 5.3: Comparación de resultados de la Resistencia térmica de convección en función del número de colectores conectados en la cubierta.

La resistencia térmica de convección exterior es mayor cuando el número de colectores aumenta, debido a que Re y la longitud características se incrementan.

#### 5.4.1.3 Resistencia de conducción de la cubierta de vidrio

La cubierta del colector es una superficie plana de vidrio templado con un espesor (e) de 4 mm. El área de la superficie es de 2,272 m<sup>2</sup> y la conductividad del material tiene un valor de  $k_{\text{vidrio}} = 1,05 \text{ W/m} \cdot \text{K}$ . Por lo que la resistencia de conducción tiene un valor de:

$$R_{\text{cond}}^{\text{pared plana}} = \frac{e_{\text{vidrio}}}{k_{\text{vidrio}} \cdot A_{\text{vidrio}}} \left[ \frac{\text{K}}{\text{W}} \right] = 0,00168 \frac{\text{K}}{\text{W}}$$

Ecuación 5.17

#### 5.4.1.4 Resistencia de convección natural

Entre la cubierta y la placa absorbidora queda una cavidad rectangular llena de aire. Como las dos superficies opuestas se encuentran a diferente temperatura, se producirá una transferencia de calor por convección natural. Las paredes restantes se suponen aisladas de los alrededores.

La cavidad rectangular se encuentra formando un ángulo con el plano horizontal, ya que el colector tiene una inclinación para conseguir una mayor irradiación.

El artículo *“Transferencia de calor en colectores solares planos, considerando velocidad y dirección del viento”, (Referencia [1])*, aporta una correlación empírica para el cálculo del número de Nusselt en esta cavidad rectangular inclinada, que necesitaremos para conocer el coeficiente de transferencia de calor por convección natural.

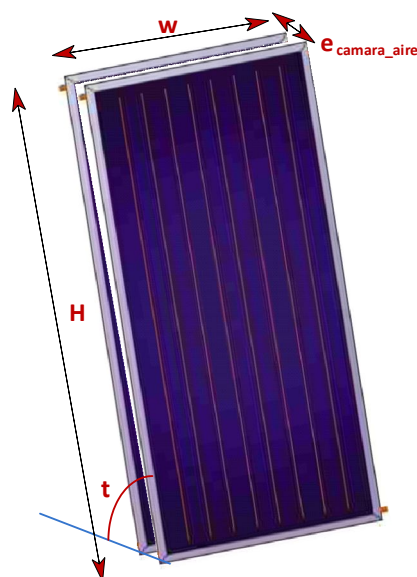


Figura 5.8: Dimensiones de la cámara de aire interior.

La resistencia de convección natural se puede escribir al igual que otras resistencias de convección, como:

$$R_{\text{conv}_I} = \frac{1}{h_{\text{conv}_I} \cdot A_{\text{camara\_aire}}} \quad \left[ \frac{\text{K}}{\text{W}} \right]$$

Ecuación 5.18

donde el coeficiente  $h_{\text{conv}_I}$  es:

$$h_{\text{conv}_I} = \frac{k \cdot \text{Nu}}{e_{\text{camara\_aire}}} \quad \left[ \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}} \right]$$

Ecuación 5.19

$$\text{Nu} = 4,328 \cdot 10^{-10} \cdot \text{Ra}^2 - 1,478 \cdot 10^{-6} \cdot \text{Ra} + 1,001$$

Ecuación 5.20

El número de Rayleigh en este caso es:

$$\text{Ra} = \frac{g \cdot \beta \cdot (T_{\text{abs}} - T_{\text{cristal\_int}}) \cdot e_{\text{camara\_aire}}^3}{\alpha \cdot \nu}$$

Ecuación 5.21

$\beta$  es el coeficiente de expansión térmica volumétrica:

$$\beta = \frac{1}{T_f} = \frac{1}{\left( \frac{T_{\text{abs}} + T_{\text{cristal\_int}}}{2} \right)} \quad \left[ \frac{1}{\text{K}} \right]$$

Ecuación 5.22

El espesor de la cámara de aire lo podemos calcular restando al espesor del colector, el resto de espesores, que son, respectivamente, tal y como se resumen en la [Tabla 5.8](#), el espesor de la cubierta, el de la superficie absorbadora, el del aislante, el del diámetro exterior del tubo por el que circula el fluido y, finalmente, el espesor de la caja:

$$e_{\text{camara\_aire}} = 110 - (4 + 0,2 + 55 + 9 + 1,70) = 40,1 \text{ mm}$$

Ecuación 5.23

El área de la cavidad se calcula con las dimensiones descritas en la [Figura 5.8](#):

$$A_{\text{camara\_aire}} = H \cdot w = 2,205 \text{ m} \cdot 1,075 \text{ m} = 2,37 \text{ m}^2$$

Ecuación 5.24

El resto de variables adquieren los siguientes valores:

- $g = 9,8 \text{ m/s}^2$ . Aceleración de la gravedad.
  - $\alpha = 2,25 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$ .
  - $\nu = 1,59 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$ .
  - Conductividad:  $k = 0,0263 \text{ W/m} \cdot \text{K}$ .
- } Propiedades del aire a la temperatura,  $T = 300 \text{ K}$ .

#### 5.4.1.5 Resistencia de radiación interior

La radiación entre el absorbedor y el vidrio es debida a la diferencia de temperaturas existentes entre ambos,  $T_{\text{abs}}$  y  $T_{\text{cristal\_int}}$ , respectivamente. Emplearemos la expresión que se aporta en el artículo de la [Referencia \[1\]](#):

$$R_{\text{radi}} = \frac{(\epsilon_{\text{IRcristal}} + \epsilon_{\text{IRplaca}} - \epsilon_{\text{IRcristal}} \cdot \epsilon_{\text{IRplaca}})}{\epsilon_{\text{IRcristal}} \cdot \epsilon_{\text{IRplaca}} \cdot \sigma \cdot A_{\text{abs}} \cdot \left[ (T_{\text{abs}})^2 + (T_{\text{cristal\_int}})^2 \right] \cdot (T_{\text{abs}} + T_{\text{cristal\_int}})}$$

Ecuación 5.25

donde:

- $\epsilon_{\text{IRcristal}}$ : Emisividad del vidrio en el espectro infrarrojo.  $\epsilon_{\text{IRcristal}} = 0,1$  [--].
- $\epsilon_{\text{IRplaca}}$ : Emisividad de la placa absorbedora en el espectro infrarrojo.  $\epsilon_{\text{IRplaca}} = 0,05$  [--].
- $A_{\text{abs}}$ : Área de la placa absorbedora.  $A_{\text{abs}} = 2,205 \text{ m}^2$ .

Para una primera aproximación (valor inicial), la temperatura del cristal interior la calcularemos en función de la temperatura del cristal exterior. Será ligeramente superior por encontrarse más cerca de la superficie absorbedora. Como el espesor del vidrio es muy pequeño (4 mm), expresaremos la temperatura con un pequeño incremento de temperatura:

$$T_{\text{cristal\_int}} = T_{\text{cristal\_ext}} + 0,06 \text{ K}$$

Ecuación 5.26

Ambas variables, junto con la temperatura del absorbedor, pertenecen a nuestro grupo de incógnitas.

#### 5.4.1.6 Resistencia de conducción del absorbedor

La resistencia de la placa absorbedora la tomaremos de los resultados del artículo de la [Referencia \[1\]](#). Este valor, por encontrarnos ante una transferencia de calor por conducción no lineal, se ha obtenido experimentalmente realizando un balance de energía en la placa entre la temperatura de la placa y la temperatura media del fluido que pasa por los tubos.

$$R_{\text{abs}} = 0,012 \frac{\text{K}}{\text{W}}$$

Ecuación 5.27

#### 5.4.1.7 Resistencia de conducción de los tubos

Vamos a calcular la resistencia de conducción para un único tubo. Cada colector cuenta con 10 tubos, cuyos diámetros exterior e interior son, respectivamente, de  $D_{\text{ext}} = 9 \text{ mm}$  y  $D_{\text{int}} = 8 \text{ mm}$ . Los tubos tienen una longitud de 2,205 m y la conductividad del material del tubo tiene un valor de  $k_{\text{cobre}} = 401 \text{ W/m} \cdot \text{K}$ .



$$R_{\text{cond}}^{\text{pared tubo}} = \frac{\ln\left(\frac{D_{\text{ext}}}{D_{\text{int}}}\right)}{2\pi \cdot L_{\text{tubo}} \cdot k_{\text{cobre}}} = 2,1201 \cdot 10^{-5} \frac{\text{K}}{\text{W}}$$

**Ecuación 5.28**

#### 5.4.1.8 Resistencia de convección del fluido

Por el interior de los tubos circula una mezcla de agua y refrigerante. En este caso, el fabricante del colector empleado recomienda el uso del propilen-glicol como refrigerante. La disolución elegida está compuesta por un 40 % en peso de propilen-glicol y un 60 % de agua. Estas proporciones aportan al fluido unas buenas características para su utilización en Segovia. Con dichas proporciones, la congelación de la mezcla se produciría a los -20 °C, por lo que es apropiada para una zona climática donde se alcanzan temperaturas en torno a los -10 °C, durante los meses de invierno. Si tomáramos un 30% en peso de refrigerante, el fluido correría riesgo de congelación ya que, en estas proporciones, la temperatura de congelación es de -10 °C.

Temperatura de congelación de la mezcla		
% Propilen-glicol	30	40
T <sub>Congelación</sub> [°C]	-10	-20

**Tabla 5.4:** Temperatura de congelación de la mezcla en función del porcentaje en peso de propilen-glicol.

Las propiedades de la mezcla propilen-glicol y agua, pueden verse en el [Gráfico 5.4](#), [Gráfico 5.5](#), [Gráfico 5.6](#) y [Gráfico 5.7](#). Hemos obtenido valores de cada una de ellas, para una temperatura de 50 °C y 40 % en peso de refrigerante, resumiéndose en unidades del sistema internacional, en la [Tabla 5.5](#).

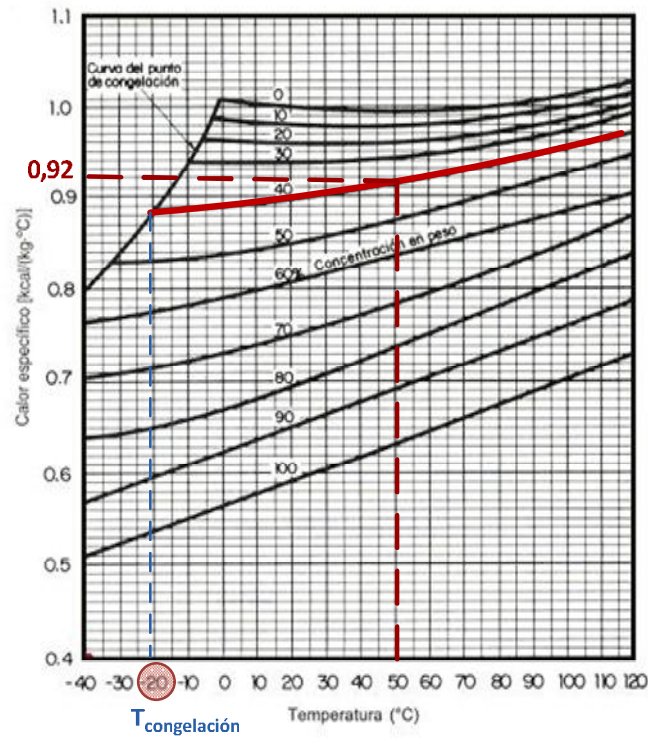


Gráfico 5.4: Calor específico para diferentes concentraciones en peso del propilen-glicol.

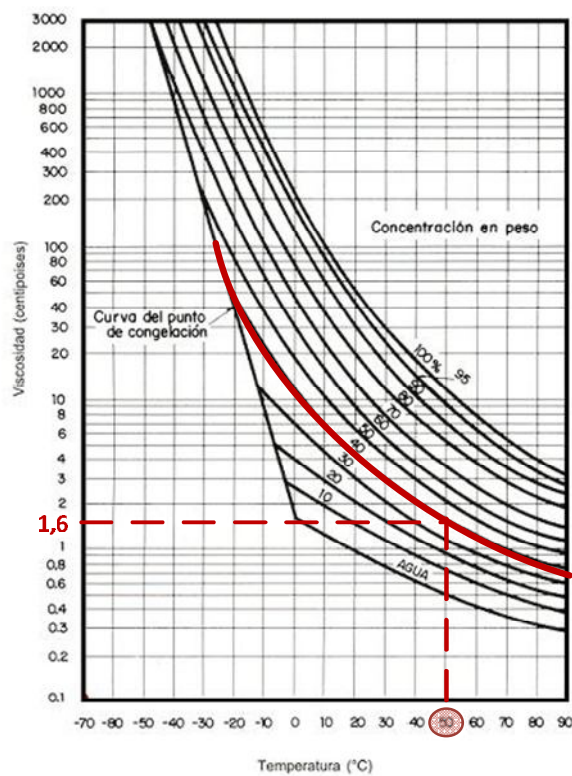


Gráfico 5.5: Viscosidad dinámica según el porcentaje en peso de propilen-glicol<sup>13</sup>.

<sup>13</sup> La unidad de viscosidad empleada en el Gráfico 5.5 tiene la siguiente equivalencia: 1centipoise = 1 mPa·s.

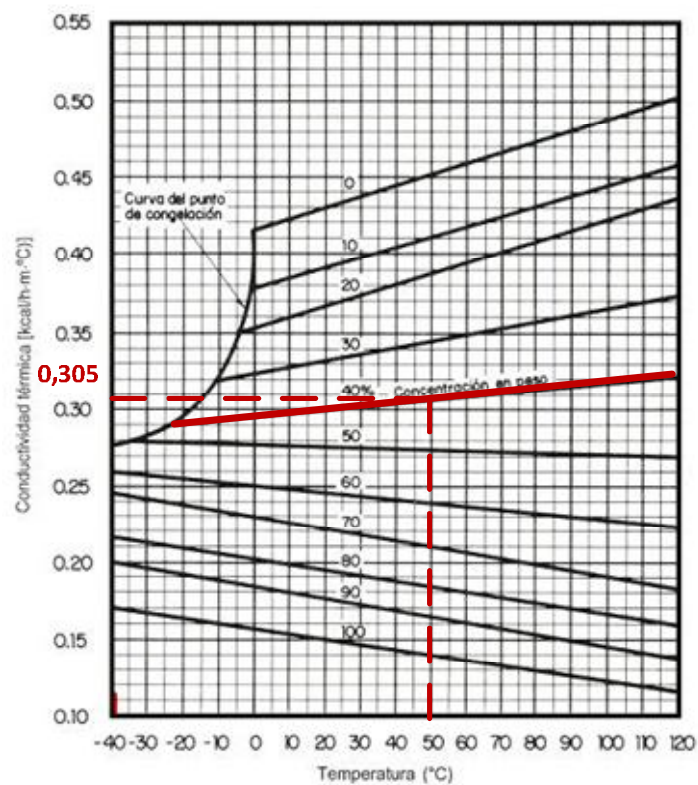


Gráfico 5.6: Conductividad térmica para distinto porcentaje en peso de propilen-glicol.

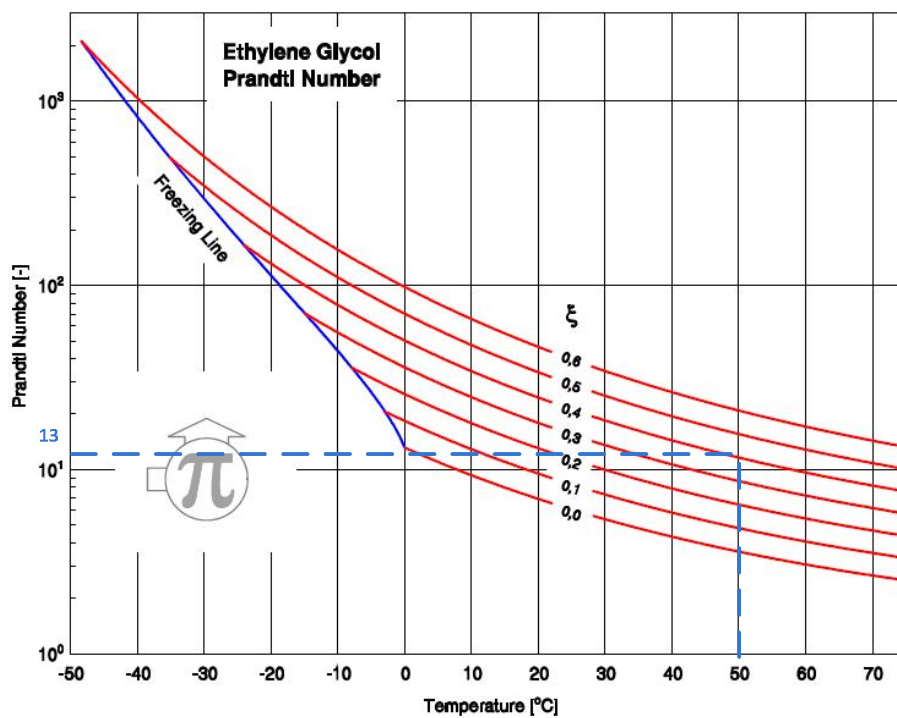


Gráfico 5.7: Número de Prandtl para una disolución del 40% en peso de propilen-glicol a 50 °C.

Propiedades para la mezcla propilen-glicol (40 %) + agua a la temperatura T = 50 °C				
C <sub>p</sub> [J/kg·K]	k [W/m·K]	[kg/s·m]	Pr [--]	ρ [kg/l]
3,852 · 10 <sup>3</sup>	354,715 · 10 <sup>-3</sup>	1,6 · 10 <sup>-3</sup>	13	1,015

Tabla 5.5: Propiedades de la disolución a la temperatura de 50 °C.

La resistencia de convección en este caso es:

$$R_{\text{conv\_fluido}} = \frac{1}{h_{\text{conv\_fluido}} \cdot A_{\text{tubo}}}$$

Ecuación 5.29

Donde:

$$h_{\text{conv\_fluido}} = \frac{\text{Nu}_D \cdot k}{D_{\text{int}}}$$

Ecuación 5.30

La convección interior en los tubos se calcula con la ecuación de Dittus-Boelter:

$$\text{Nu}_D = 0,023 \cdot \text{Re}_D^{\frac{4}{5}} \cdot \text{Pr}_{\text{propilen\_glicol}}^{0,4}$$

Ecuación 5.31

$$\text{Re}_D = \frac{4 \cdot \dot{m}_{\text{tubo}}}{\pi \cdot D_{\text{int}} \cdot \dot{m}_{\text{colector}}} = 303,942$$

Ecuación 5.32

El caudal másico que circula por cada tubo se calculará como el caudal total que entra al colector entre el número de tubos (10) que conforman el interior del colector. El caudal del colector recomendado por el fabricante tiene un valor de 110 kg/s.

$$\dot{m}_{\text{tubo}} = \frac{\dot{m}_{\text{colector}}}{N_{\text{tubos}}} = 3,056 \cdot 10^{-3} \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

Ecuación 5.33

$$A_{\text{tubo}} = \pi \cdot D_{\text{int}} \cdot L_{\text{tubo}} = 54,418 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$$

Ecuación 5.34

Con estos valores se obtiene un  $\text{Nu}_D = 6,216$ , que se traduce en un coeficiente de convección:

$$h_{\text{conv\_fluido}} = 275,63 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$$

Ecuación 5.35

$$R_{\text{conv\_fluido}} = 65,467 \cdot 10^{-3} \frac{\text{K}}{\text{W}}$$

**Ecuación 5.36**

Este valor es el mismo para todos los meses, ya que no depende de ninguna temperatura ni de ninguna otra magnitud que varíe su valor según el mes del año.

#### **5.4.1.9 Resistencia de conducción del aislante**

Es constante para todos los meses del años porque no depende de la temperatura (despreciamos el efecto de que la influencia de la temperatura en la conductividad térmica del aislante).

El colector tiene una capa de aislante de 55 mm de espesor, que está fabricado de lana de roca con una conductividad  $k_{\text{ais}} = 0,0360 \text{ W/m} \cdot \text{K}$  y un área,  $A_{\text{ais}} = 2,272 \text{ m}^2$ .

La expresión de la resistencia de conducción de una placa plana finita es:

$$R_{\text{ais}} = \frac{e_{\text{ais}}}{k_{\text{ais}} \cdot A_{\text{ais}}} \left[ \frac{\text{K}}{\text{W}} \right] = 0,00168 \frac{\text{K}}{\text{W}}$$

**Ecuación 5.37**

#### **5.4.1.10 Resistencia de conducción de la caja**

Para la caja de aluminio realizamos el mismo cálculo:

$$R_{\text{caja}} = \frac{e_{\text{caja}}}{k_{\text{Al}} \cdot A_{\text{caja}}} \left[ \frac{\text{K}}{\text{W}} \right] = \frac{1,7 \cdot 10^{-3} \text{ m}}{237 \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}} \cdot 2,449 \text{ m}^2} = 2,9289 \cdot 10^{-6} \frac{\text{K}}{\text{W}}$$

**Ecuación 5.38**

#### **5.4.1.11 Resistencia de convección de la parte posterior del colector**

Esta resistencia es idéntica a la calculada anteriormente para la parte superior del colector. Esta superficie también encuentra al viento en dirección perpendicular a los tubos por los que circula el fluido (flujo cruzado). Sin embargo, por estar más resguardada, que la parte superior, utiliza una expresión diferente para el número de Nusselt:

$$\text{Nu} = 0,135 \cdot \text{Re}^{0,709} \cdot \text{Pr}^{\frac{1}{3}}$$

**Ecuación 5.39**

$$R_{\text{conv}} = \frac{T_{\text{caja}} - T_{\text{diurna}}}{q} = \frac{1}{h \cdot A_{\text{caja}}} \left[ \frac{\text{K}}{\text{W}} \right]$$

**Ecuación 5.40**

$$h = \frac{k_{Al} \cdot Nu}{L_c} \quad \left[ \frac{W}{m^2 \cdot K} \right]$$

Ecuación 5.41

De esta forma obtenemos los resultados que se reflejan en la **Tabla 5.6**.

Mes	V [m/s]	$\alpha$ [m <sup>2</sup> ·s] ·10 <sup>-5</sup>	$\nu$ [m <sup>2</sup> ·s] ·10 <sup>-5</sup>	$k_{Al}$ [W/m·K] ·10 <sup>-2</sup>	N	L [m]	$A_{caja}$ [m <sup>2</sup> ]	Pr [--] ·10 <sup>-1</sup>	Re [--] ·10 <sup>5</sup>	Nu [--] ·10 <sup>3</sup>	h [W/m <sup>2</sup> K] ·10 <sup>1</sup>	$R_{conv}$ [K/W]
Ene	4,56	2,25	1,59	2,63	3	1,075	2,449	7,062	9,25	2,04	1,66	0,00817761
Feb	4,58	2,25	1,59	2,63	3	1,075	2,449	7,062	9,30	2,05	1,67	0,00814244
Mar	5,19	2,25	1,59	2,63	3	1,075	2,449	7,062	10,54	2,24	1,83	0,00745101
Abril	4,50	2,25	1,59	2,63	3	1,075	2,449	7,062	9,13	2,02	1,65	0,00824906
May	4,47	2,25	1,59	2,63	3	1,075	2,449	7,062	9,08	2,01	1,64	0,00828536
Jun	4,58	2,25	1,59	2,63	3	1,075	2,449	7,062	9,30	2,05	1,67	0,00814244
Jul	4,61	2,25	1,59	2,63	3	1,075	2,449	7,062	9,36	2,06	1,68	0,00810763
Agos	4,75	2,25	1,59	2,63	3	1,075	2,449	7,062	9,64	2,10	1,71	0,00793883
Sept	4,19	2,25	1,59	2,63	3	1,075	2,449	7,062	8,51	1,92	1,57	0,00867074
Oct	5,17	2,25	1,59	2,63	3	1,075	2,449	7,062	10,49	2,23	1,82	0,00747939
Nov	3,97	2,25	1,59	2,63	3	1,075	2,449	7,062	8,06	1,85	1,51	0,00901192
Dic	4,11	2,25	1,59	2,63	3	1,075	2,449	7,062	8,34	1,90	1,55	0,00879499

Tabla 5.6: Resumen de resultados para el cálculo de la resistencia de convección en la parte posterior del colector suponiendo que el número de colectores instalados en la cubierta fuera de 3.

Número de colectores en la cubierta						Número de colectores en la cubierta			
N = 2						N = 3			
Mes	L	Lc	$A_{caja}$ [m <sup>2</sup> ]	Re [--] ·10 <sup>5</sup>	$R_{conv}$ [K/W]	Lc	$A_{caja}$ [m <sup>2</sup> ]	Re [--] ·10 <sup>5</sup>	$R_{conv}$ [K/W]
Ene	1,075	2,150	2,449	6,16	0,01090122	3,225	2,449	9,25	0,00817761
Feb	1,075	2,150	2,449	6,20	0,01085434	3,225	2,449	9,30	0,00814244
Mar	1,075	2,150	2,449	7,03	0,00993262	3,225	2,449	10,54	0,00745101
Abril	1,075	2,150	2,449	6,09	0,01099647	3,225	2,449	9,13	0,00824906
May	1,075	2,150	2,449	6,05	0,01104485	3,225	2,449	9,08	0,00828536
Jun	1,075	2,150	2,449	6,20	0,01085434	3,225	2,449	9,30	0,00814244
Jul	1,075	2,150	2,449	6,24	0,01080794	3,225	2,449	9,36	0,00810763
Agos	1,075	2,150	2,449	6,43	0,01058291	3,225	2,449	9,64	0,00793883
Sept	1,075	2,150	2,449	5,68	0,01155859	3,225	2,449	8,51	0,00867074
Oct	1,075	2,150	2,449	6,99	0,00997045	3,225	2,449	10,49	0,00747939
Nov	1,075	2,150	2,449	5,37	0,01201341	3,225	2,449	8,06	0,00901192
Dic	1,075	2,150	2,449	5,56	0,01172422	3,225	2,449	8,34	0,00879499

Tabla 5.7: Valores de la resistencia de convección de la parte posterior del colector en función del número de colectores conectados.

COMPONENTES	Material	N <sub>tubos</sub>	Espesor [mm]	D [mm]	L [m]	Área [m <sup>2</sup> ]	K [W/m·K]	R <sub>t</sub> [K/W]
Cubierta	Vidrio solar templado texturado		4			2,272	1,05	0,00167673
Superficie absorbadora	Plancha de cobre impregnada con óxido de titanio.		0,2			2,205		0,012
Aislamiento	Lana de roca		55			2,272	0,036	0,6724374
Tubos (verticales y horizontales)	Cobre recocido	10	0,5	$\frac{D_{int} = 8}{D_{ext} = 9}$	2,205	0,0623	401	$2,1201 \cdot 10^{-6}$
		2	1	$\frac{D_{int} = 22}{D_{ext} = 24}$	1	0,0754	401	$3,4534 \cdot 10^{-5}$
Fluido caloportador	Agua + Glicol 60/40 %							$65,467 \cdot 10^{-3}$
Caja	Aluminio anodizado		1,7			2,449	237	$2,9289 \cdot 10^{-6}$

Tabla 5.8: Componentes y datos geométricos del colector solar.

#### 5.4.1.12 CÁLCULO DE LAS TEMPERATURAS MEDIANTE LA RESOLUCIÓN DE LAS ECUACIONES DEL BALANCE ENERGÉTICO DEL COLECTOR

Tal y como se ha indicado en el [apartado 5.4.1](#), algunas de las resistencias térmicas del modelo son dependientes de las temperaturas de diversos componentes del colector que son desconocidas. Por tanto, necesitaremos calcular todas estas variables (temperaturas y resistencias) mediante procesos iterativos.

Se empleará Mathcad en la resolución de todas estas ecuaciones. El programa completo se puede ver con detalle en el [ANEXO 14.2.1](#).

La resolución de las incógnitas en Mathcad requiere dar a éstas unos valores iniciales. Así, partiendo de las resistencias térmicas conocidas, las condiciones meteorológicas medias mensuales (velocidad del viento, temperatura diurna, radiación incidente, temperatura del cielo, etc.), valores estimados de las incógnitas y empleando las ecuaciones de las resistencias térmicas desconocidas junto con las ecuaciones de los balances de calor que se producen en el colector, se conseguirá solucionar el sistema.

Los distintos flujos de calor están representados con flechas en la [Figura 5.5](#) y [Figura 5.6](#) y todas las ecuaciones empleadas en el programa están explicadas a lo largo del [apartado 5.4.1](#).

Los resultados de las incógnitas calculadas se resumen en la [Tabla 5.9](#).

VALORES DE LAS INCÓGNITAS													
Mes	T <sub>abs</sub> [K]	T <sub>cristal_int</sub> [K]	T <sub>cristal_ext</sub> [K]	T <sub>co</sub> [K]	T <sub>ci</sub> [K]	T <sub>f</sub> [K]	T <sub>fluido</sub> [K]	R <sub>rad_I</sub> [K/W]	R <sub>rad_E</sub> [K/W]	R <sub>conv_I</sub> [K/W]	Q <sub>útil</sub> [W]	Q <sub>pérdidas_up</sub> [W]	Q <sub>pérdidas_down</sub> [W]
Ene	294	276	275	286	281	285	284	2,512	0,109	0,202	539,164	97,259	22,992
Feb	301	278	278	292	287	289	290	2,387	0,106	0,204	576,826	117,221	30,729
Mar	318	286	285	307	300	302	303	2,098	0,100	0,210	829,519	172,546	52,052
Abril	317	287	286	306	300	302	303	2,100	0,098	0,211	772,554	161,346	48,231
May	326	292	291	313	306	309	310	1,964	0,093	0,215	878,951	176,325	54,779
Jun	332	298	298	318	309	315	314	1,854	0,087	0,222	974,991	170,269	54,146
Jul	341	302	302	327	319	322	323	1,736	0,084	0,225	992,645	198,386	65,250
Agos	345	302	302	331	323	324	327	1,703	0,083	0,225	938,387	213,136	70,668
Sept	330	296	296	317	309	313	313	1,887	0,089	0,220	905,668	173,857	54,891
Oct	316	288	288	306	300	302	303	2,100	0,095	0,213	703,702	139,890	41,025
Nov	300	280	280	292	287	290	290	2,373	0,104	0,206	562,703	108,077	27,625
Dic	289	275	275	283	279	282	281	2,589	0,109	0,202	453,363	76,566	15,272
MEDIA	317	288	288	307	300	303	303	2,109	0,096	0,213	760,706	150,407	44,805

Tabla 5.9: Solución de las incógnitas calculadas con Mathcad.

La solución del sistema de ecuaciones completa los valores de las resistencias térmicas que quedaban por determinar, con lo que la [Tabla 5.10](#) resume todas ellas.

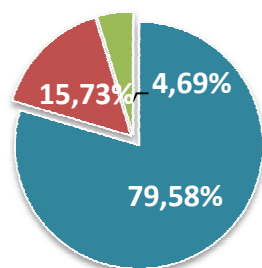
Las columnas marcadas con fondo anaranjado son las resistencias totales de cada una de las ramas: la rama útil, la superior y la inferior. La magnitud de las resistencias tiene una repercusión directa con los calores de cada uno de los ramales. En la [Figura 5.9](#) se puede ver que la suma de las pérdidas supone alrededor de un 20% de toda la energía que llega al captador, siendo un 80% el calor aprovechado para las aplicaciones de nuestra instalación.



RESUMEN DE RESISTENCIAS TÉRMICAS EN EL COLECTOR PLANO																
Mes	$R_{rad\_E} \cdot 10^{-2}$ [K/W]	$R_{conv\_E} \cdot 10^{-1}$ [K/W]	$R_{rad\_E} // R_{conv\_E}$ $\cdot 10^{-2}$ [K/W]	R cristal $\cdot 10^{-3}$ [K/W]	$R_{rad\_I}$ [K/W]	$R_{conv\_I} \cdot 10^{-1}$ [K/W]	$R_{rad\_I} // R_{conv\_I}$ $\cdot 10^{-1}$ [K/W]	$R_{TOTAL}$ (rama "up") $\cdot 10^{-1}$ [K/W]	$R_{conv\_fluido}$ $\cdot 10^{-2}$ [K/W]	R cond_tubos $\cdot 10^{-6}$ [K/W]	$R_{abs} \cdot 10^{-2}$ [K/W]	$R_{TOTAL}$ (rama "down") $\cdot 10^{-2}$ [K/W]	$R_{conv} \cdot 10^{-3}$ [K/W]	$R_{caja} \cdot 10^{-6}$ [K/W]	$R_{ais} \cdot 10^{-1}$ [K/W]	$R_{TOTAL}$ (rama util) $\cdot 10^{-1}$ [K/W]
Ene	10,90	1,756	6,726	1,6767	2,512	2,020	1,870	2,559	6,547	2,1201	1,20	7,7469	8,178	2,9289	6,7244	6,806
Feb	10,60	1,753	6,605		2,387	2,040	1,879	2,557					8,142			6,806
Mar	10,00	1,683	6,273		2,098	2,100	1,909	2,553					7,451			6,799
Abril	9,80	1,763	6,299		2,100	2,110	1,917	2,564					8,249			6,807
May	9,30	1,767	6,093		1,964	2,150	1,938	2,564					8,285			6,807
Jun	8,70	1,753	5,814		1,854	2,220	1,983	2,581					8,142			6,806
Jul	8,40	1,749	5,675		1,736	2,250	1,992	2,576					8,108			6,805
Agos	8,30	1,733	5,612		1,703	2,250	1,987	2,565					7,939			6,804
Sept	8,90	1,804	5,960		1,887	2,200	1,970	2,583					8,671			6,811
Oct	9,50	1,686	6,076		2,100	2,130	1,934	2,558					7,479			6,799
Nov	10,40	1,836	6,640		2,373	2,060	1,895	2,576					9,012			6,815
Dic	10,90	1,816	6,811		2,589	2,020	1,874	2,572					8,795			6,812

Tabla 5.10: Resistencias térmicas en el colector plano. Algunas de ellas son invariables a lo largo del año, otras sin embargo, son dependientes de las temperaturas, por lo que varían según el mes del año.

### Distribución de los calores medios en las ramas del colector: "up", "down" y útil.



- Q útil [W]
- Q pérdidas\_up [W]
- Q pérdidas\_down [W]

Figura 5.9: Distribución del calor útil, calor perdido por la parte superior del colector y calor perdido por la parte inferior del colector, empleando la media de los valores medios mensuales.

#### 5.4.1.13 OBTENCIÓN DE LA NUEVA CURVA DE FUNCIONAMIENTO (teniendo en cuenta las pérdidas de calor por efecto del viento)

Los valores de resistencias y temperaturas obtenidos en el [apartado 5.4.1.12](#) nos servirán para definir una nueva curva de rendimiento.

Como ya se ha explicado con anterioridad, el comportamiento del colector cambia cuando lo hacen las condiciones que lo rodean. Cuando instalamos un colector plano sobre la cubierta, por muy similares que puedan parecer las condiciones de viento, radiación, etc. diferirán de las condiciones que se tenían cuando se realizó la curva de normalización.

La manera de proceder para la obtención de la nueva curva de comportamiento del colector será la siguiente:

1. Determinaremos el número de colectores<sup>14</sup> necesarios para satisfacer la demanda de ACS empleando la curva de normalización. Supondremos fija la fracción solar, a un valor de 0,5. Ver programa de Mathcad del [ANEXO 14.2.2 \(programa A\)](#).
2. Una vez obtenido el número de colectores necesarios para conseguir la fracción solar que nos impone la normativa, se fijará éste, dejando variable la fracción solar ([ANEXO 14.2.2, programa B](#)).

De este modo, como solución a las ecuaciones, tendremos unos valores de las temperaturas en los diferentes puntos de la instalación de ACS. Algunas de estas temperaturas se introducirán como valores iniciales en el programa del [ANEXO 14.2.1](#) para obtener la nueva curva del colector. La recta obtenida está representada en color rojo en el [Gráfico 5.8](#), empleando las temperaturas que este mismo programa nos aporta.

3. La ordenada en el origen de la recta indica el rendimiento óptico del colector. El rendimiento óptico se mantiene constante aunque varíen las condiciones de funcionamiento del colector. Sin embargo, la recta de puntos rojos obtenida no pasa por la misma ordenada en el origen, por lo que se modificará obligándola<sup>15</sup> a pasar por él. Así, la recta de puntos verdes será finalmente la nueva curva del colector que incluye las pérdidas del viento. Para unas mismas condiciones de irradiación, al tener valores diferentes de pérdidas, tienen diferente temperatura de operación, lo que produce un desplazamiento horizontal de dichos puntos, originando la recta verde.
4. A continuación se volverá a resolver el sistema del [ANEXO 14.2.2](#), con la nueva curva del colector. Así, los nuevos valores para las temperaturas de los diferentes puntos de la instalación, dados por esta nueva solución, se acercarán notablemente mucho más a la realidad.

---

<sup>14</sup> El proceso de cálculo del número de colectores necesarios para la instalación de ACS se explicará con más detenimiento en el [apartado 6.5](#).

<sup>15</sup> Para obligar a la recta a pasar por la ordenada en el origen, se resuelve el sistema (programa B) con los parámetros de la recta roja obteniéndose unos valores de temperaturas. Estos valores representados en el [Gráfico 5.8](#) son la nube de puntos verdes que se encuentran en el lado derecho. Como se puede ver, son “continuación” de la recta roja. Empleando Excel, añadimos un punto adicional, la ordenada en el origen buscada ( $\eta_0 = 0,773$ ). La recta verde une la nube de puntos con la ordena del origen.

### Curva del rendimiento del colector: ideal & real

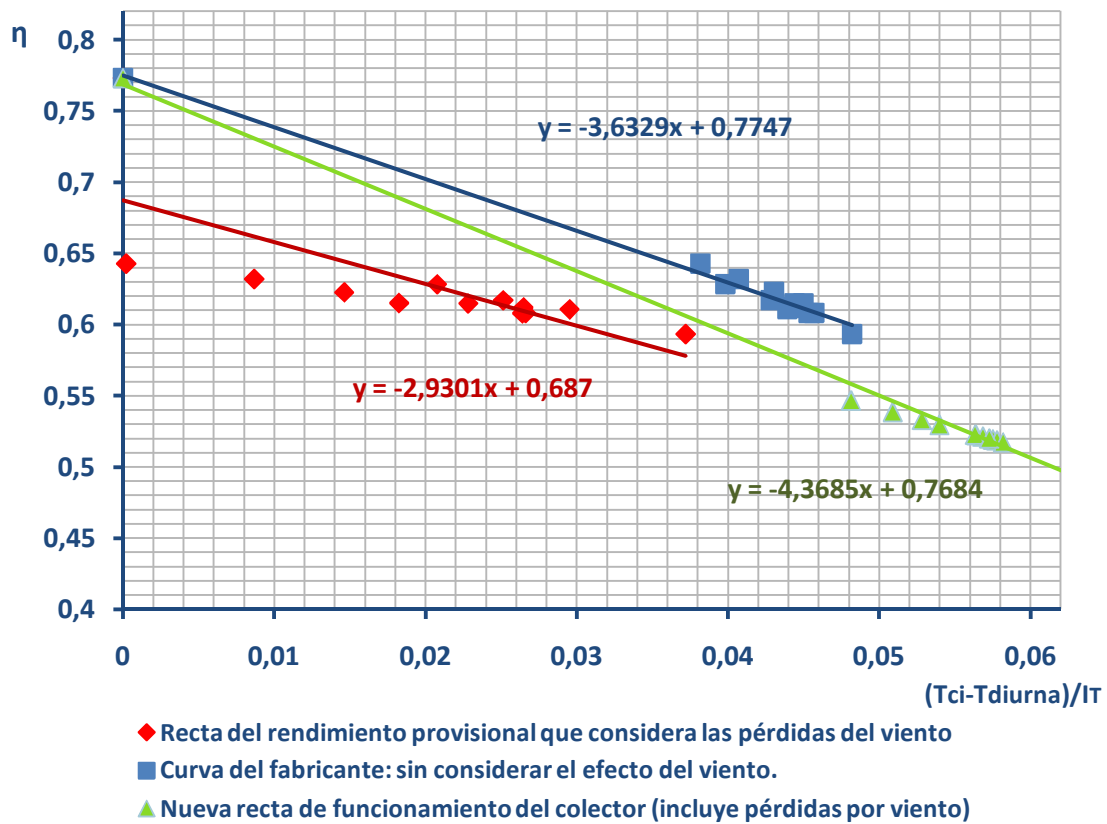


Gráfico 5.8: Recta de normalización (línea azul) frente a la recta real del fabricante (puntos verdes).

### 5.4.2 Cálculo de pérdidas por orientación e inclinación

En el PCT (Tabla 5.11) se indican porcentualmente unos máximos de pérdidas relativos a los valores obtenidos con la configuración óptima en el sistema de captación de una instalación. Las pérdidas que se consideran son de tres tipos distintos:

- ✓ pérdidas por orientación e inclinación.
- ✓ pérdidas por sombreado.
- ✓ pérdidas totales inferiores.

Los valores máximos estipulados son diferentes según la configuración de la instalación. Distinguiéndose tres tipos distintos:

- ✕ **Superposición de captadores:** configuración en la que los captadores se colocan paralelamente a la envolvente del edificio. (No se acepta la envolvente horizontal).
- ✕ **Integración arquitectónica:** se considera esta configuración en el caso en el que los captadores cumplen una doble función: energética y arquitectónica y además sustituyen elementos constructivos convencionales.
- ✕ **General:** cuando no estamos en ninguno de los dos casos anteriores.

Para entender un poco mejor cada una de ellas, se aporta algunos ejemplos de cada tipo en la Figura 5.10.

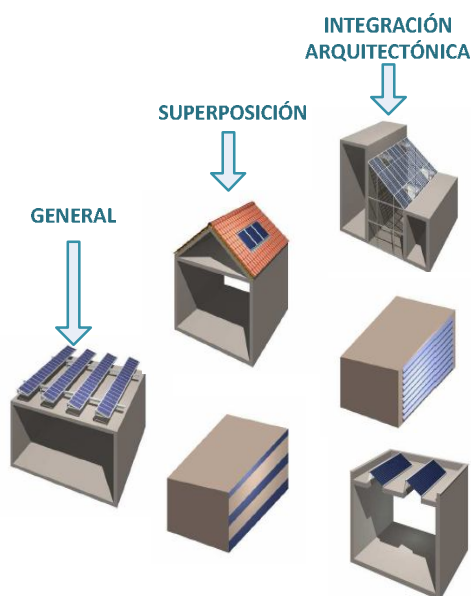
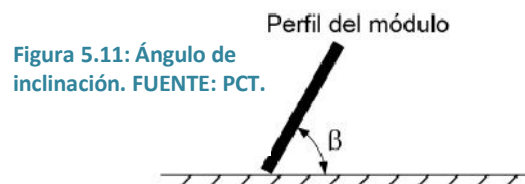


Figura 5.10: Diferentes configuraciones de captadores.

	Orientación e inclinación (OI)	Sombras (S)	Total (OI+S)
General	10 %	10 %	15 %
Superposición	20 %	15 %	30 %
Integración arquitectónica	40 %	20 %	50 %

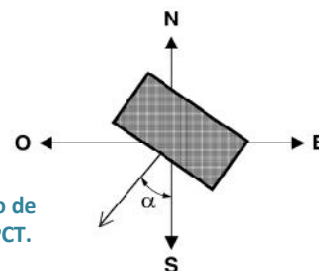
Tabla 5.11: Límite de pérdidas respecto a los valores óptimos. Fuente: PCT.

En el ANEXO V del PCT (Referencia [12]) se indica cómo determinar los límites de orientación e inclinación de los captadores. Las pérdidas por este concepto se calcularán en función de:



- ✓ **β: Ángulo de inclinación.** Se define como el ángulo que forma la superficie de los captadores con el plano horizontal (Figura 5.11). Su valor es 0° para captadores horizontales y 90° para verticales.
- ✓ **α: Ángulo de azimut.** Definido como el ángulo entre la proyección sobre el plano horizontal de la normal a la superficie del captador y el meridiano del lugar (Figura 5.12). Valores típicos son 0° para captadores orientados al Sur, -90° para captadores orientados al Este y +90° para captadores orientados al Oeste.

Figura 5.12: Ángulo de azimut. FUEENTE: PCT.



Como configuración óptima se considera, la orientación de los captadores hacia la **dirección Sur** ( $\alpha = 0^\circ$ ) e inclinados un ángulo óptimo ( $\beta_{\text{opt}}$ ) que depende del periodo estival de utilización:

Demanda	$\beta_{\text{opt}} = ?$	$\beta_{\text{opt}}$ en Segovia	$\alpha$
<b>Demanda constante anual</b>	Latitud geográfica	41°	$\alpha = 0^\circ$ (dirección Sur)
<b>Demanda preferente en invierno</b>	Latitud geográfica + 10°	51°	
<b>Demanda preferente en verano</b>	Latitud geográfica - 10°	31°	

Tabla 5.12: Ángulo óptimo de inclinación de los captadores. FUEENTE: PCT.

Los captadores de la edificación se colocarán orientados al sur y sobre unos soportes que los mantendrán inclinados un cierto ángulo.

El ángulo elegido de inclinación será 34° que es el ángulo óptimo señalado por el portal de la web de la unión europea: <http://sunbird.jrc.it/pvgis/apps/radday.php?lang=es&map=europe>. Éste valor no se aleja mucho del ángulo indicado como óptimo para una demanda preferente en verano por el Pliego de Condiciones Técnicas (Referencia [12]), por lo que, se tomará como válido.

Al no ser coincidente con el valor del ángulo óptimo indicado en el PCT se deberá comprobar que las pérdidas por orientación e inclinación se encuentran dentro de los límites permitidos. En nuestro caso concreto tienen un valor de un 10 %, como indica la Tabla 5.11. Para que las pérdidas sean inferiores al 10%, ha de cumplirse que nuestro ángulo de inclinación se encuentre entre el rango indicado por las Ecuación 5.42 y Ecuación 5.43.

La latitud de Segovia es de unos 41°; éste valor coincide con el valor de referencia que tienen las ecuaciones:

$$\text{Inclinación máxima} = \text{Inclinación máx} (\varnothing = 41^\circ) - (41^\circ - \text{latitud}) = 60^\circ - (41^\circ - 41^\circ) = 60^\circ$$

Ecuación 5.42

$$\text{Inclinación mínima} = \text{Inclinación mín} (\varnothing = 41^\circ) - (41^\circ - \text{latitud}) = 5^\circ - (41^\circ - 41^\circ) = 5^\circ$$

Ecuación 5.43

$$5^\circ < \beta = 34^\circ < 60^\circ$$

Ecuación 5.44

Con  $\beta = 34^\circ$  las pérdidas serán inferiores al 10%.

El ángulo de inclinación de los captadores repercutirá en su irradiación recibida. Los valores de irradiación incidente los podemos obtener de diferentes fuentes. La web mencionada anteriormente nos indica la irradiación en el plano  $\beta = 34^\circ$ ; no tendremos que aplicar ningún factor de corrección sobre la inclinación de los captadores.

Sin embargo, si empleamos los datos suministrados por el PCT, se deberá multiplicar por un factor de corrección,  $k$ , a la irradiación sobre el plano horizontal para determinar el valor sobre el plano inclinado. En la **Tabla 5.13** se indican los valores recogidos de ambas fuentes.

Datos de radiación de la web				Datos obtenidos del PCT			
Mes	Irradiación diaria en el plano $\beta = 34^\circ$ [ $W \cdot h/m^2$ ]	Horas de sol diarias medias mensuales [h]	Radiación diaria media mensual [ $W/m^2$ ]	E [ $MJ/m^2 \cdot día$ ] (sobre el plano horizontal)	k (factor de corrección del ángulo de inclinación) [--]	E [ $MJ/m^2 \cdot día$ ] (sobre plano inclinado)	Radiación diaria media mensual [ $W/m^2$ ]
Ene	3095	8	386,9	5,7	1,38	7,866	273,1
Feb	3827	9	425,2	8,8	1,29	11,352	350,4
Mar	5566	9	618,4	13,4	1,18	15,812	488,0
Abril	5474	9,5	576,2	18,4	1,07	19,688	575,7
May	6187	9,5	651,3	20,4	0,99	20,196	590,5
Jun	6685	9,5	703,7	22,6	0,96	21,696	634,4
Jul	7002	9,5	737,1	25,7	0,99	25,443	743,9
Agos	6812	9,5	717,1	24,9	1,08	26,892	786,3
Sept	5990	9	665,6	18,8	1,22	22,936	707,9
Oct	4671	9	519,0	11,4	1,38	15,732	485,6
Nov	3278	8	409,8	6,8	1,49	10,132	351,8
Dic	2399	7,5	319,9	5,1	1,47	7,497	277,7

Tabla 5.13: Radiación diaria media mensual [ $W/m$ ] en Segovia. FUENTE: <http://sunbird.jrc.it/pvgis/apps/radday.php?lang=es&map=europe> y PCT.

Los valores en ambos casos son bastante similares. Se tomarán los aportados por la web, con la certeza de que sean más exactos y actualizados.

Respecto a los valores de las horas de sol diarias medias mensuales, es importante mencionar que tenemos también una gran variabilidad. Su magnitud varía considerablemente en función del modo en que se contabilizaron éstas. En el **Gráfico 5.9**, se representan las horas de sol diarias medias contabilizadas de dos modos diferentes:

- En azul están representados las horas de luz, es decir, la duración media mensual del día desde la salida del sol hasta el anochecer.
- Por debajo de ésta, la línea roja indica la media de horas de sol descontando las horas de lluvia, nieve, etc.

Se podrán considerar como válidas cualquiera de las series de valores que se encuentren entre estas dos; por ejemplo, la línea verde. Esta serie se ha obtenido aplicando una corrección (**Gráfico 5.10**), que considera que durante los meses de verano, prácticamente las horas de luz, son efectivas (tienen energía suficiente para superar el umbral mínimo de energía que necesita el colector para su funcionamiento). En invierno, el factor de corrección es inferior, lo que significa que la energía que llega al captador no supera el umbral mencionado durante un mayor tiempo.

Como **umbral mínimo** del captador ( $I_{\min}$ ), se entiende un valor desconocido de energía a partir del cual el captador podrá comenzar a funcionar. Dependerá fundamentalmente del tipo de colector, su ubicación y la orientación del mismo.

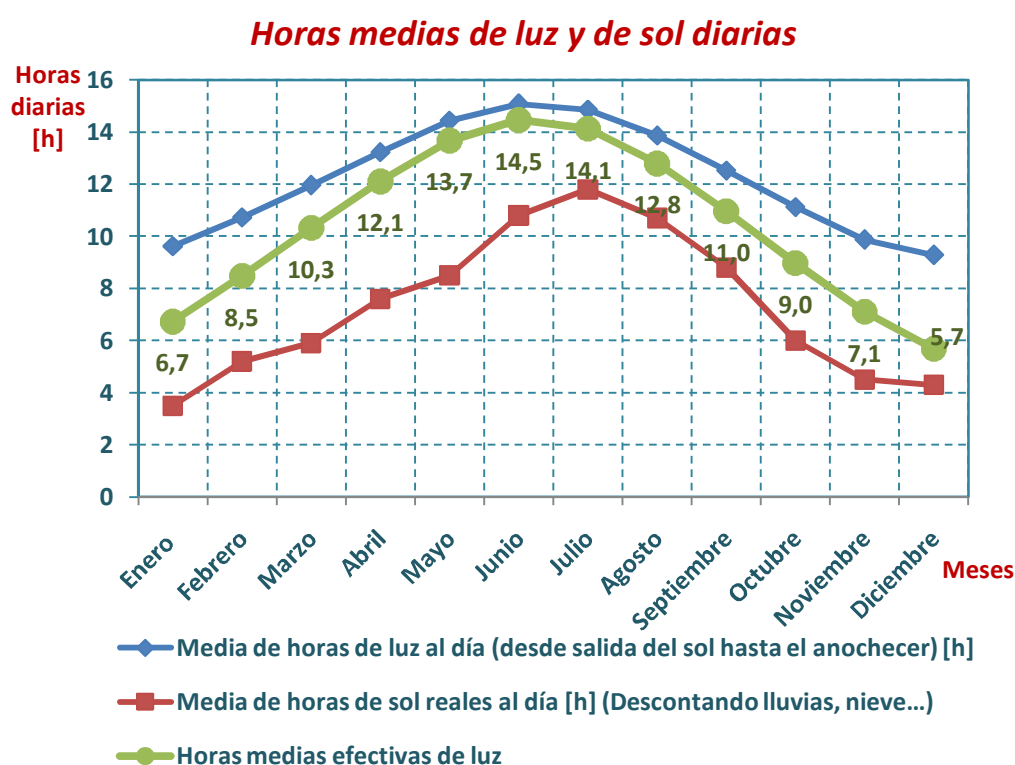


Gráfico 5.9: Horas de luz, horas de sol reales y horas de luz aprovechables diarias de un día cualquiera de cada mes. FUENTE: [www.tutiempo.net](http://www.tutiempo.net).

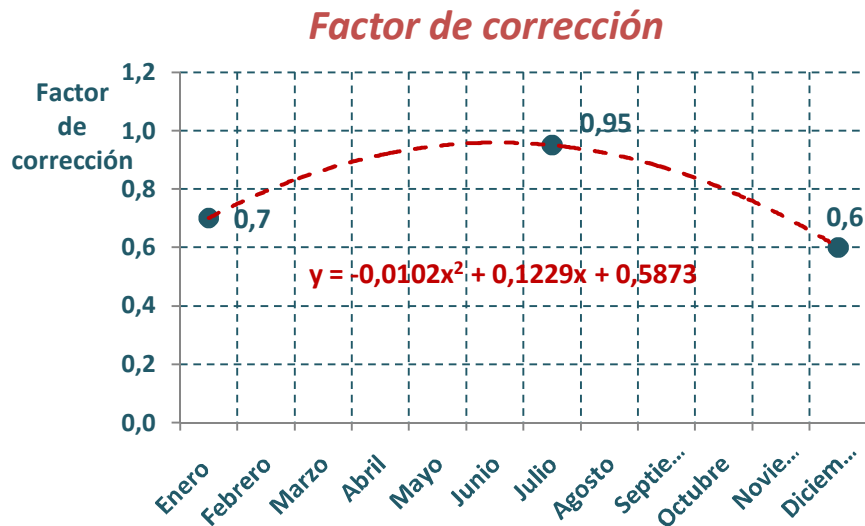


Gráfico 5.10: Factor de corrección a aplicar para el cálculo de las horas de medias efectivas. Se aplica a las horas medias de luz diarias. Representa es el cociente entre horas de sol aprovechables y las horas de luz diarias de un día medio de cada mes FUENTE: Estimación propia.

Los valores tomados de las horas medias diarias de sol se representan en la columna 3 de la [Tabla 5.13](#). Han sido recopilados directamente de tablas proporcionadas por CENSOLAR.

Para su obtención, se representa la radiación en diversos instantes del día. A continuación se traza un línea recta con el valor estimado del umbral mínimo del colector ( $I_{\min}$ ) y, finalmente, se suma la duración de los intervalos en los que el valor de la radiación diaria supera el valor de  $I_{\min}$ . Ver el [Gráfico 5.11](#).

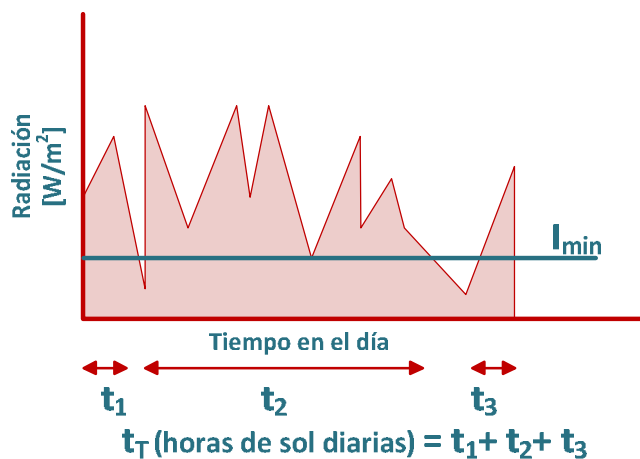


Gráfico 5.11: Obtención de las horas medias diarias de sol para el día i.



# [ PFC: DISEÑO DE UNA INSTALACIÓN SOLAR TÉRMICA CON APLICACIONES DE ACS, CALEFACCIÓN Y CLIMATIZACIÓN PARA UN EDIFICIO SITUADO EN SEGOVIA. ]

6	APLICACIÓN PARA AGUA CALIENTE SANITARIA (ACS)	108
6.1	Cálculo de la demanda de ACS	108
6.2	Contribución solar mínima de ACS	109
6.3	Esquema de la instalación	112
6.4	Balance energético de los componentes de la instalación	112
6.4.1	Balance de energía en los colectores	112
6.4.2	Balance de energía en el intercambiador de calor	113
6.4.3	Balance de energía en el tanque	113
6.4.4	Contribución solar mínima	114
6.5	Simulación en Mathcad. Cálculo del área de colectores (número de colectores) necesarios para satisfacer la demanda de ACS	115
6.6	Dimensionamiento de los componentes	116

## 6 APLICACIÓN PARA AGUA CALIENTE SANITARIA (ACS)

### 6.1 Cálculo de la demanda de ACS

El cálculo de la demanda de agua caliente sanitaria consiste en un valor orientativo, de una mera estimación basada en los valores unitarios que se indican en el DBHE, sección HE 4. Dichos valores se registran en la **Tabla 6.1** y son correspondientes a una demanda de referencia de 60 °C. En caso de que la temperatura del acumulador final sea diferente de 60 °C, se aplicará una corrección a efectos de cálculo a estas demandas.

Criterio de demanda	Litros ACS/día a 60° C	
Viviendas unifamiliares	30	por persona
Viviendas multifamiliares	22	por persona
Hospitales y clínicas	55	por cama
Hotel ****	70	por cama
Hotel ***	55	por cama
Hotel/Hostal **	40	por cama
Camping	40	por emplazamiento
Hostal/Pensión *	35	por cama
Residencia (ancianos, estudiantes, etc)	55	por cama
Vestuarios/Duchas colectivas	15	por servicio
Escuelas	3	por alumno
Cuarteles	20	por persona
Fábricas y talleres	15	por persona
Administrativos	3	por persona
Gimnasios	20 a 25	por usuario
Lavanderías	3 a 5	por kilo de ropa
Restaurantes	5 a 10	por comida
Cafeterías	1	por almuerzo

**Tabla 6.1:** Demanda de referencia a 60 °C calculados a partir de la norma UNE 94002:2005 "Instalaciones solares térmicas para producción de agua caliente sanitaria: cálculo de la demanda energética". Fuente CTE.

En nuestro caso, por tratarse de una vivienda de uso residencial el número de personas por vivienda deberá hacerse utilizando como valores mínimos los que se relacionan en la **Tabla 6.2**:

Número de dormitorios	1	2	3	4	5	6	7	más de 7
Número de Personas	1,5	3	4	6	7	8	9	Nº de dormitorios

**Tabla 6.2:** Número de personas mínimo para edificaciones de uso residencial.

Así, empleando los valores de la **Tabla 6.2** para cada una de las viviendas que tenemos en nuestro edificio, el número de personas mínimo será el siguiente (**Tabla 6.3**):

Vivienda	Nº de dormitorios	Nº de personas
Dúplex  1	3	4
Vivienda  1	3	4
Apartamento	1	1,5
Vivienda  2	4	6
Dúplex  2	3 (2 dormit + ático)	4
<b>TOTAL</b>		<b>19,5 ≈ 20 personas</b>

Tabla 6.3: Cálculo del número de personas mínimos para nuestra edificación.

Conocido el número mínimo de personas y la demanda por persona en una vivienda multifamiliar ( $Q_{d \text{ unitario}}$ ) (Tabla 6.1), la demanda total por día ( $Q_d^{ACS}$ ) para el edificio lo calculamos con la Ecuación 6.1:

$$Q_d^{ACS} = n^{\circ} \text{ personas} \cdot Q_{d \text{ unitario}} = 20 \text{ personas} \cdot 22 \frac{1}{\text{día} \cdot \text{persona}} = 440 \frac{1}{\text{día}}$$

Ecuación 6.1

## 6.2 Contribución solar mínima de ACS

La contribución solar mínima anual es la fracción entre los valores anuales de la energía solar aportada exigida y la demanda energética anual, obtenidos a partir de los valores mensuales.

En la sección HE 4 del Documento Básico de la Edificación se recoge la contribución solar mínima en % para cada zona climática, véase la Tabla 6.4.

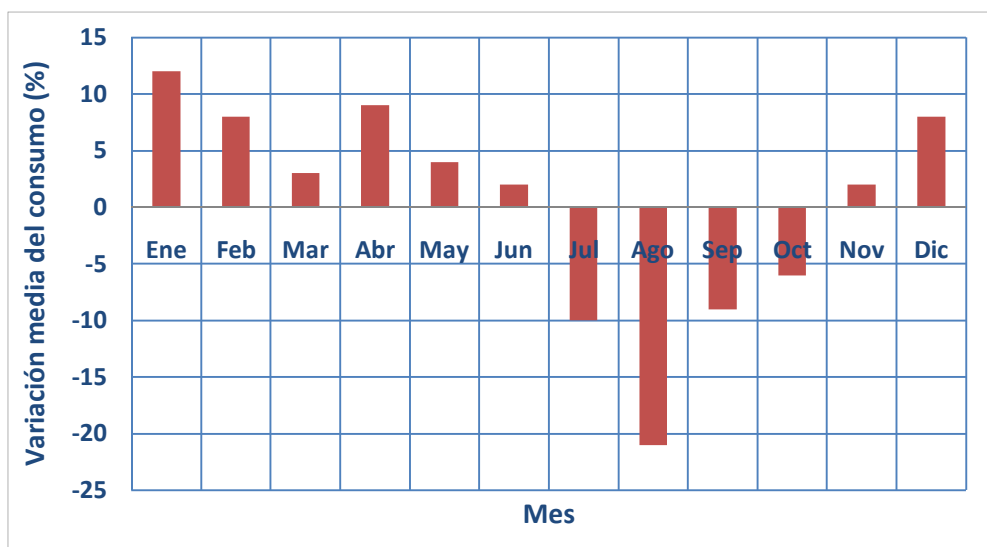
Demanda total de ACS del edificio (l/d)	Zona climática				
	I	II	III	IV	V
50-5.000	30	30	50	60	70
5.000-6.000	30	30	55	65	70
6.000-7.000	30	35	61	70	70
7.000-8.000	30	45	63	70	70
8.000-9.000	30	52	65	70	70
9.000-10.000	30	55	70	70	70
10.000-12.500	30	65	70	70	70
12.500-15.000	30	70	70	70	70
15.000-17.500	35	70	70	70	70
17.500-20.000	45	70	70	70	70
> 20.000	52	70	70	70	70

Tabla 6.4: Contribución solar mínima anual en % correspondiente a la zona climática y a la demanda total de ACS del edificio para una temperatura de referencia de 60 °C. Fuente: CTE

Así pues, introduciendo en la Tabla 6.4 la demanda diaria de agua obtenida en Ecuación 6.1 y la zona climática en la que se encuentra el edificio (Zona III) obtenemos la contribución solar mínima que los paneles solares deben aportar al año, un 50%.

El consumo de agua para usos sanitarios en viviendas varía de unas ciudades a otras a la vez que varían mensualmente. Por tanto, es difícil estimar a ciencia cierta estos valores. En el Gráfico 6.1 se muestra una estimación de la variación mensual porcentual del consumo de agua para una vivienda. Como se puede apreciar, el consumo en los meses invernales es alrededor de un 10 % superior al valor medio, disminuyendo

en torno a ese mismo valor en los meses de verano. Así pues, aplicaremos un factor de corrección cuando calculemos los consumos de agua caliente mes a mes. Este factor se puede ver en la cuarta columna de la **Tabla 6.5**.



**Gráfico 6.1: Variación media del consumo mensual en viviendas. Fuente: DTIE 1.01.**

Si contabilizamos los días de cada mes en los 12 meses del año, podemos hallar la demanda de agua caliente sanitaria anual, según la **Ecuación 6.2**.

$$Q_{ACS}[kJ] = N \cdot Q_d^{ACS} \cdot f_{corr} \cdot C_p \cdot \rho_{agua} \cdot (T_{sum} - T_{red})$$

**Ecuación 6.2**

Mes	Nº días (N) [día/mes]	Demanda diaria ( $Q_d^{ACS}$ ) [l/día]	Factor de corrección ( $f_{corr}$ ) (desviación mensual del consumo medio) [-]	$C_p$ [J/Kg·K]	$\rho_{agua}$ [Kg/l]	$T_{sum}$ [°C]	$T_{red}$ [°C]	Q [kJ/mes]
Ene	31	440	1,12	4.187	1	60	4	3.581.981,85
Feb	28	440	1,08	4.187	1	60	5	3.064.080,10
Mar	31	440	1,03	4.187	1	60	7	3.117.672,02
Abr	30	440	1,09	4.187	1	60	9	3.072.370,36
May	31	440	1,04	4.187	1	60	10	2.969.755,36
Jun	30	440	1,02	4.187	1	60	11	2.762.314,63
Jul	31	440	0,9	4.187	1	60	12	2.467.181,38
Ago	31	440	0,79	4.187	1	60	11	2.210.754,42
Sep	30	440	0,91	4.187	1	60	10	2.514.712,20
Oct	31	440	0,94	4.187	1	60	9	2.737.886,00
Nov	30	440	1,02	4.187	1	60	7	2.987.809,70
Dic	31	440	1,08	4.187	1	60	4	3.454.053,93
<b>DEMANDA TOTAL ANUAL DE ACS [KJ] =</b>								<b>34.940.571,94</b>

**Tabla 6.5: Cálculo de la demanda mensual de ACS.**

Para expresar la demanda de ACS ( $Q_{ACS}$ ) en kW emplearemos la siguiente ecuación:

$$Q_{ACS}[\text{kW}] = \dot{m}_{\text{cons}} \cdot C_{p\text{cons}} \cdot (T_{\text{sum}} - T_{\text{red}})$$

Ecuación 6.3

$$\dot{m}_{\text{cons}} \left[ \frac{\text{kg}}{\text{s}} \right] = \frac{\dot{m}_{\text{cons.día}} \cdot \rho_{\text{agua}}}{h_{\text{sol.día}} \cdot 3.600 \frac{\text{s}}{\text{hora}}}$$

Ecuación 6.4

$$\dot{m}_{\text{cons.día}} = Q_d^{ACS} \left[ \frac{\text{l}}{\text{día}} \right] \cdot f_{\text{corr}}$$

Ecuación 6.5

Mes	$Q_d^{ACS} \left[ \frac{\text{l}}{\text{día}} \right]$	$f_{\text{corr}} [-]$	$h_{\text{sol.día}} \left[ \frac{\text{horas}}{\text{día}} \right]$	$\dot{m}_{\text{cons}} \left[ \frac{\text{kg}}{\text{s}} \right]$	$Q_{ACS} [\text{kW}]$
Ene	440	1,12	8	0,01711	4,012
Feb	440	1,08	9	0,01467	3,378
Mar	440	1,03	9	0,01399	3,104
Abr	440	1,09	9,5	0,01402	2,995
May	440	1,04	9,5	0,01338	2,801
Jun	440	1,02	9,5	0,01312	2,692
Jul	440	0,9	9,5	0,01158	2,327
Ago	440	0,79	9,5	0,01016	2,085
Sep	440	0,91	9	0,01236	2,587
Oct	440	0,94	9	0,01277	2,726
Nov	440	1,02	8	0,01558	3,458
Dic	440	1,08	7,5	0,01760	4,127

Tabla 6.6: Potencia requerida para atender la demanda de ACS.

Siendo  $h_{\text{sol.día}}$  el valor medio mensual del número diario de horas de sol.

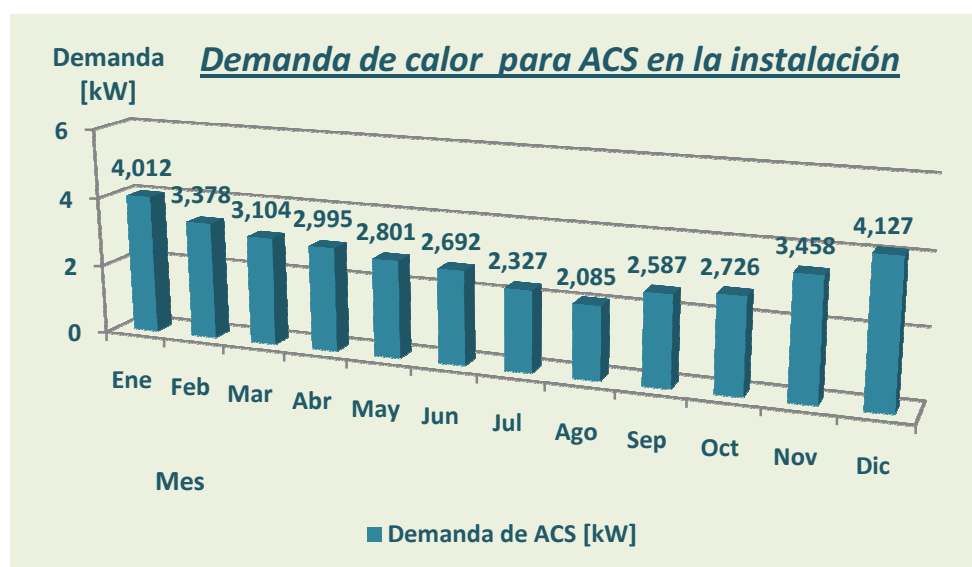


Gráfico 6.2: Demanda de calor para ACS [kW]

### 6.3 Esquema de la instalación

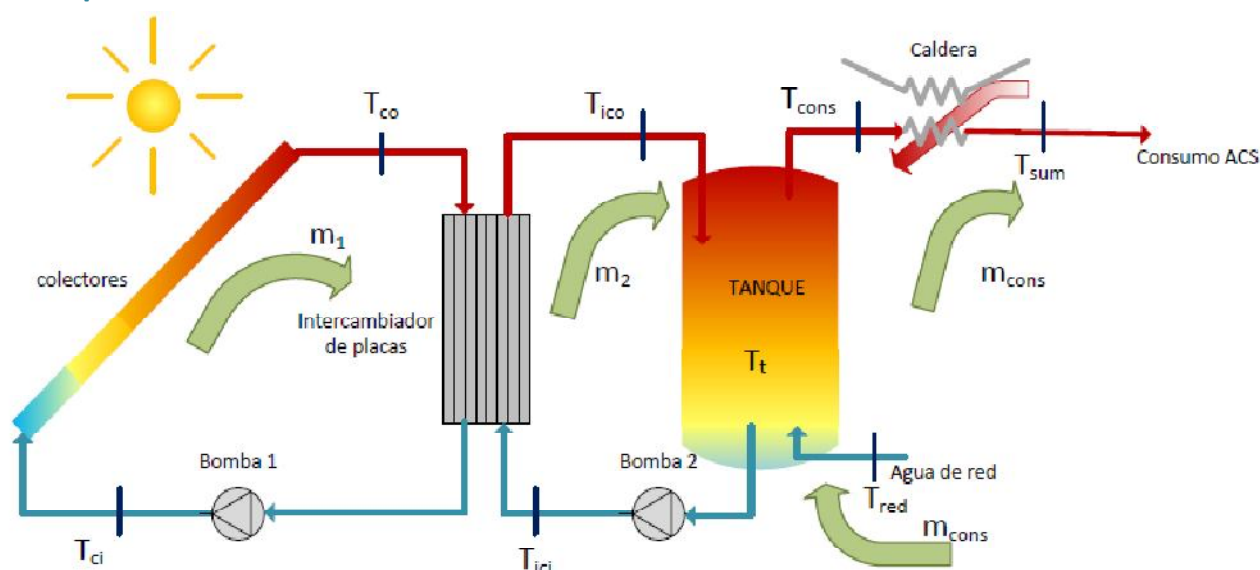
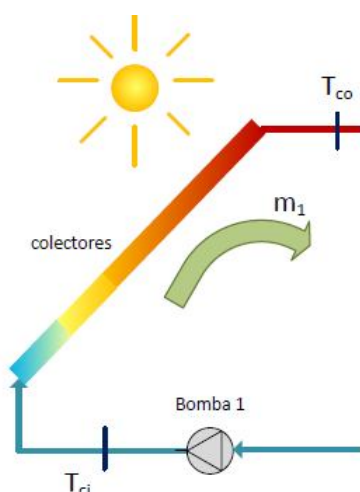


Figura 6.1: Esquema de la instalación para ACS.

### 6.4 Balance energético de los componentes de la instalación

#### 6.4.1 Balance de energía en los colectores

La energía captada por los captadores ( $I_T \cdot A_o$ ) se transfiere al fluido que circula por su interior. Sin embargo, una parte de la radiación se pierde en lo que llamamos  $Q_{pérdidas}$ .



Suponiendo un estado estacionario, el balance de energía en el colector se expresa del siguiente modo:

$$\frac{dE_c}{dt} = 0 = I_T \cdot A_o - Q_{pérdidas} - \dot{m}_1 \cdot C_{p1} \cdot (T_{co} - T_{ci})$$

Ecuación 6.6

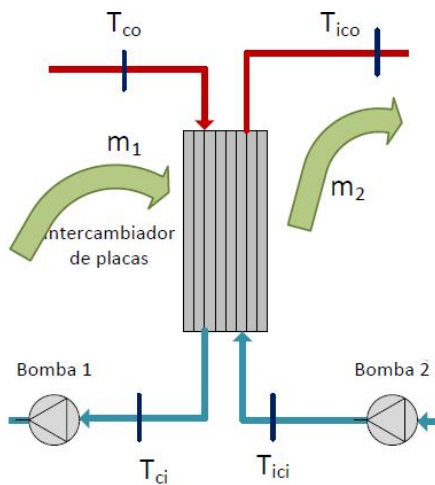
$$\begin{aligned} Q_{pérdidas} &= I_T \cdot A_o - Q_{útil} = I_T \cdot A_o - \eta \cdot I_T \cdot A_o \\ &= I_T \cdot A_o \\ &\cdot \left[ 1 - \left( \eta_o - k_1 \frac{(T_{ci} - T_{diurna})}{I_T} - k_2 \frac{(T_{ci} - T_{diurna})^2}{I_T} \right) \right] \end{aligned}$$

Ecuación 6.7

Las mismas ecuaciones se explicarán en apartados posteriores con más detalle ([apartado 7.5.1](#)).

### 6.4.2 Balance de energía en el intercambiador de calor

Se supondrá que el intercambiador de placas es simétrico, es decir, supondremos que los caudales que circulan por él son iguales:



$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2$$

Ecuación 6.8

El balance de energía será:

$$\dot{m}_1 \cdot C_{p1} \cdot (T_{co} - T_{ci}) = \dot{m}_2 \cdot C_{p2} \cdot (T_{ico} - T_{ici})$$

Ecuación 6.9

Y la eficiencia de este componente se define como:

$$\varepsilon_{IC} = \frac{\dot{m}_2 \cdot C_{p2} \cdot (T_{ico} - T_{ici})}{C_{\min} \cdot (T_{co} - T_{ici})}$$

Ecuación 6.10

Siendo,  $C_{\min}$ :

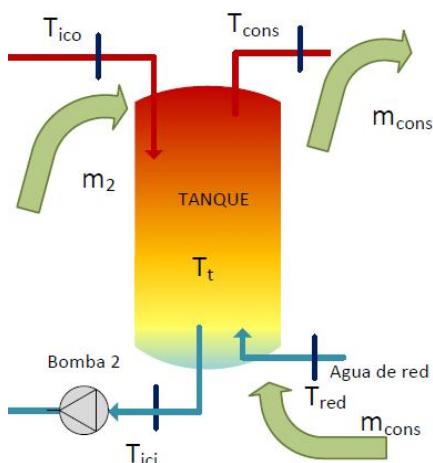
$$C_{\min} = \min(\dot{m}_1 \cdot C_{p1}, \dot{m}_2 \cdot C_{p2})$$

Ecuación 6.11

### 6.4.3 Balance de energía en el tanque

En el tanque intervienen dos caudales de fluido. Por la parte más alta del tanque entra el flujo másico caliente procedente de los colectores. A la vez, se saca de la parte inferior un caudal igual. Debido a que el tanque se encuentra estratificado, la parte más baja se encontrará a una temperatura inferior.

Del tanque proviene el caudal de agua que se consumirá. La misma cantidad de agua que se consume se deberá reponer por la parte inferior, es agua procedente de la red de suministro. Así, el balance de energía será:



$$\dot{m}_2 \cdot C_{p2} \cdot (T_{ico} - T_{ici}) = \dot{m}_{\text{cons}} \cdot C_{p\text{cons}} \cdot (T_{\text{cons}} - T_{\text{red}})$$

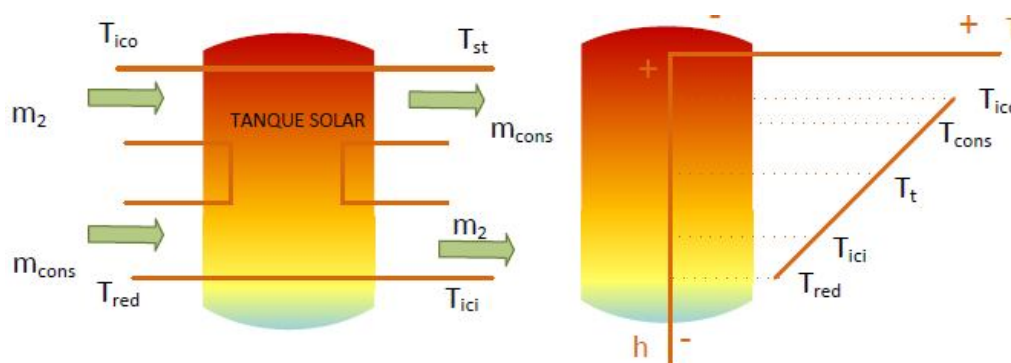
Ecuación 6.12

La estratificación del tanque puede verse en la figura inferior. A medida que ascendemos en altura, la temperatura del fluido interior del tanque va aumentando. El grado de estratificación se estimará en  $E_t = 0,25$ .

$$\dot{m}_2 \cdot C_{p2} \cdot T_{ico} + \dot{m}_{\text{cons}} \cdot C_{p2} \cdot T_{\text{red}} = (\dot{m}_2 + \dot{m}_{\text{cons}}) \cdot C_{p2} \cdot T_t$$

Ecuación 6.13

$$T_t = \frac{\dot{m}_2 \cdot T_{ico} + \dot{m}_{cons} \cdot T_{red}}{\dot{m}_2 + \dot{m}_{cons}}$$



Ecuación 6.14

$$T_{cons} = T_t + (T_{ico} - T_t) \cdot E_t$$

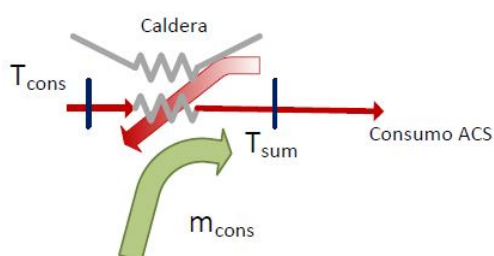
Ecuación 6.15

$$E_t = \frac{T_{cons} - T_t}{T_{ico} - T_t}$$

Ecuación 6.16

#### 6.4.4 Contribución solar mínima

La fracción solar conseguida para ACS se define como el cociente del calor útil y el calor de ACS. Es decir, mide la proporción de calor conseguida mediante energía solar frente al calor total que se necesita para atender la demanda ( $Q_{ACS}$ ).



$$f = \frac{Q_{\text{útil}}}{Q_{ACS}} = \frac{\dot{m}_{cons} \cdot C_{pcons} \cdot (T_{cons} - T_{red})}{\dot{m}_{cons} \cdot C_{pcons} \cdot (T_{sum} - T_{red})} = \frac{T_{cons} - T_{red}}{T_{sum} - T_{red}} \geq 0,5$$

Ecuación 6.17

El caudal  $\dot{m}_{cons}$  se estimará como:

$$\dot{m}_{cons} \left[ \frac{\text{kg}}{\text{s}} \right] = \frac{\dot{m}_{cons.día} \cdot \rho_{agua}}{h_{sol.día} \cdot 3.600 \frac{\text{s}}{\text{hora}}}$$

Ecuación 6.18

Siendo:

- $\dot{m}_{cons.día} \left[ \frac{1}{\text{día}} \right]$ : demanda diaria de ACS corregida:  $\dot{m}_{cons.día} = Q_d^{ACS} \left[ \frac{1}{\text{día}} \right] \cdot f_{corr}$
- $h_{sol.día} \left[ \frac{\text{horas}}{\text{día}} \right]$  son las horas diarias de sol (se conocerá el valor medio para cada mes).
- $\rho_{agua} = 1 \text{ kg/l}$ .

Cuando hayamos calculado el número de colectores necesarios para satisfacer la demanda se deberá comprobar el valor de  $f_{medio}$  con los resultados de las temperaturas obtenidas en la simulación (**ANEXO 14.2.2, programa B**).



## 6.5 Simulación en Mathcad. Cálculo del área de colectores (número de colectores) necesarios para satisfacer la demanda de ACS

La determinación del número de colectores necesarios para atender la demanda requiere hacer varias simulaciones por separado. El proceso conlleva los siguientes pasos:

- **PROGRAMA A (ANEXO 14.2.2)**

1. Empleando la recta de normalización facilitada por el fabricante se resolverán las ecuaciones de los balances de energía de los distintos componentes. Este primer cálculo se hará fijando la fracción solar de ACS a un valor constante para todos los meses del año. Se tomará  $f = 0,5$  por ser el valor de contribución solar mínima que exige el CTE.
2. Simulando el punto 1 obtendremos un número de colectores diferente para cada mes, puesto que se fijó el valor de  $f$ . Esta situación no es real, debido a que en una instalación el número de colectores instalado es fijo. Sin embargo, la media del número de colectores obtenido mes a mes nos dará un valor orientativo de los colectores que se necesitarán. El valor obtenido ha sido de 3 colectores.

- **PROGRAMA B (ANEXO 14.2.2)**

3. Se fija el nº de colectores ( $n_{\text{colectores}} = 3$ ) y se deja  $f$  como variable a calcular. Se comprobará si se cumple que la fracción media solar obtenida es superior al 50% ( $f > 0,5$ ). El valor medio de  $f$  se calcula mediante la **Ecuación 6.19** y no como una media de los valores de  $f$  para cada mes.

$$f_{\text{medio}} = \frac{\sum_{j=1}^{12} Q_{\text{util.mes},j}}{\sum_{j=1}^{12} Q_{\text{ACS},j}}$$

**Ecuación 6.19**

Donde:

$$Q_{\text{util.mes},j} = \dot{m}_{\text{cons}} \cdot C_{p\text{cons}} \cdot (T_{\text{sum}} - T_{\text{red}})$$

**Ecuación 6.20**

$$Q_{\text{ACS},j} = \dot{m}_1 \cdot C_{p1} \cdot (T_{\text{co.mes}} - T_{\text{ci.mes}})$$

**Ecuación 6.21**

Tal y como se indica en el Anexo referenciado, vemos que  $f_{\text{medio}} > 0,5$ , por lo que 3 colectores planos instalados en la cubierta serían suficientes para atender la demanda de ACS (en una situación ideal sin pérdidas por viento).

Para considerar los efectos del viento basta sustituir en el programa A y B, la ecuación de normalización por la nueva recta hallada que incluía las pérdidas por el efecto del viento. Se recuerda que la única diferencia entre ambas es el valor de la pendiente ( $k_2$ ). Debido a que las líneas de programación son las mismas, no se anexará de nuevo. No obstante, los resultados de la simulación se pueden ver en la **Tabla 7.24**.

## 6.6 Dimensionamiento de los componentes

El dimensionamiento de los componentes de la instalación para la aplicación exclusiva de ACS no se va a realizar. Tal y como está planteado el proyecto, la instalación no atenderá únicamente la demanda de agua caliente, sino que atenderá simultáneamente la demanda energética de ACS y la de Calefacción. Por lo que el dimensionamiento de los diversos sistemas que componen la instalación (ACS + Calefacción) se realizará en detalle en el capítulo siguiente ([apartado 7.6](#)).

La línea que se seguiría para el diseño sería la misma, ajustando cada uno de los sistemas al área de colectores que tenemos sólo para ACS (área correspondiente a 3 colectores).

# [ PFC: DISEÑO DE UNA INSTALACIÓN SOLAR TÉRMICA CON APLICACIONES DE ACS, CALEFACCIÓN Y CLIMATIZACIÓN PARA UN EDIFICIO SITUADO EN SEGOVIA. ]

7	APLICACIÓN PARA CALEFACCIÓN Y ACS	119
7.1	<b>Cálculo de la carga térmica de calefacción</b>	<b>119</b>
7.1.1	Condicionantes del ambiente térmico interior	119
7.1.2	El ambiente exterior	120
7.1.3	Clasificación de las cargas térmicas	120
7.1.4	Estimación de la potencia térmica para calefacción	121
7.1.4.1	Cargas térmicas de los cerramientos	121
7.1.4.1.1	Cubierta	122
7.1.4.1.2	Paredes	128
7.1.4.1.3	Suelos	130
7.1.4.1.4	Superficies acristaladas – Puertas acristaladas	131
7.1.4.1.5	Puertas opacas	132
7.1.4.2	Cargas térmicas de ventilación	133
7.1.4.3	Cargas térmicas de infiltraciones	135
7.1.4.4	Ganancias debidas a la instalación	136
7.1.4.5	Otras consideraciones	136
7.1.5	Cargas térmicas mes a mes	136
7.1.5.1	¿Los coeficientes globales de transmisión cumplen la normativa vigente?	137
7.2	<b>Demanda total de la instalación (ACS y Calefacción)</b>	<b>141</b>
7.3	<b>Esquema de la instalación</b>	<b>142</b>
7.4	<b>Funcionamiento de la instalación</b>	<b>143</b>
7.5	<b>Balance energético de los principales componentes</b>	<b>143</b>
7.5.1	Balance de energía en los colectores	143
7.5.2	Balance de energía en la tubería de bajada	144
7.5.3	Balance de energía en la tubería de subida	147
7.5.4	Balance de energía en el intercambiador de calor solar (Intercambiador 1)	148
7.5.5	Balance de energía en el tanque solar (Tanque 1)	149
7.5.6	Balance de energía en el intercambiador de calor ACS (Intercambiador 2)	150
7.5.7	Balance de energía en el tanque ACS (Tanque 2)	151
7.5.8	Balance de energía en el circuito de calefacción	151
7.6	<b>Simulación del funcionamiento de la instalación de ACS y Calefacción</b>	<b>152</b>
7.7	<b>Diseño de los componentes de la instalación</b>	<b>156</b>
7.7.1	Sistema de captación	156
7.7.1.1	Superficie disponible para los captadores solares	156
7.7.1.2	Filas de colectores. Distancia mínima entre filas	157
7.7.2	Sistema de acumulación	159

7.7.3	Sistema de intercambio	164
7.7.3.1	Principio de funcionamiento	165
7.7.4	Sistema de apoyo: Caldera	171
7.7.4.1	Acoplamiento en serie	171
7.7.4.2	Acoplamiento en paralelo	172
7.7.4.3	Dimensionamiento	172
7.7.4.3.1	Demanda de ACS	172
7.7.4.3.2	Demanda de Calefacción	173
7.7.5	Diseño del circuito hidráulico	175
7.7.5.1	Tuberías	175
7.7.5.1.1	Circuito primario	176
7.7.5.1.2	Circuito secundario	182
7.7.5.1.3	Circuito terciario	182
7.7.5.1.4	Circuito de ACS	182
7.7.5.2	Bombas de circulación	183
7.7.5.2.1	Circuito primario	184
7.7.5.2.2	Resto de circuitos	184
7.7.5.3	Vasos de expansión	186
7.7.5.3.1	Circuito primario	186
7.7.5.3.2	Circuito secundario	189
7.7.5.3.3	Circuito terciario	189
7.7.5.3.4	Purga de aire	192
7.7.5.4	Drenaje	192
7.7.5.5	Otros componentes adicionales	193
7.7.5.5.1	Valvulería	193
7.7.5.5.2	Sistemas adicionales de seguridad en el circuito primario	193
✕	Disipadores de calor	193
✕	Termostato con función antihielo	196
7.7.5.5.3	Sistema de control automático	196
7.7.6	Diseño del Circuito de Calefacción	197

## 7 APLICACIÓN PARA CALEFACCIÓN Y ACS

### 7.1 Cálculo de la carga térmica de calefacción

Cuando se calefacta una vivienda, lo que se hace en realidad es aportar al interior un calor que iguale al calor perdido por los diversos elementos de la vivienda: paredes, techo, suelos, ventanas, puertas... Se debe efectuar un balance de pérdidas y ganancias de calor, tanto sensibles (afectando a la temperatura) como latentes (afectando a la cantidad de vapor de agua). Este balance se conoce bajo el nombre de **cálculo de cargas térmicas**.

La carga térmica en un determinado instante, para mantener unas condiciones térmicas interiores dadas, está condicionada por el propósito de la instalación, su localización y las características de los cerramientos del ambiente que se pretende controlar. Estas condiciones térmicas se especifican como “*condiciones interiores y exteriores de diseño*” (o de proyecto) y están definidas en el Reglamento de instalaciones térmicas de los edificios (RITE) y sus instrucciones técnicas complementarias (Real Decreto 1751/1998) en el caso de instalaciones térmicas de los edificios, “destinadas a atender la demanda de bienestar térmico e higiene a través de las instalaciones de calefacción, climatización y agua caliente sanitaria”.

#### 7.1.1 Condicionantes del ambiente térmico interior

El ambiente térmico se puede definir como: “Aquellas características que condicionan los intercambios térmicos del cuerpo humano con el ambiente, en función de la actividad de la persona y del aislamiento térmico de su vestimenta, que afectan a la sensación de bienestar”. Así, las variables que se deben mantener controladas son:

- ✓ La temperatura seca.
- ✓ La humedad relativa.
- ✓ La calidad del aire interior, mediante una adecuada renovación del aire.
- ✓ El nivel de ruido.
- ✓ La velocidad del aire.

Las condiciones interiores de diseño se fijarán en función de la actividad metabólica de las personas y su grado de vestimenta y, en general, estarán comprendidas entre los siguientes límites de acuerdo con el RITE:

CONDICIONES INTERIORES DE DISEÑO PARA VERANO E INVIERNO			
Estación	Temperatura operativa [°C]	Velocidad media del aire [m/s]	Humedad relativa [%]
Verano	23...25	0,18...0,24	40...60
Invierno	12...23	0,15...0,20	40...50

Tabla 7.1: Condiciones interiores de diseño. FUENTE: RITE.

Para nuestro proyecto tomaremos los siguientes valores en calefacción:

CONDICIONES INTERIORES DE DISEÑO PARA CALEFACCIÓN		
Estación	Temperatura [°C]	Humedad Relativa (HR) [%]
Invierno	21	40

Tabla 7.2: Condiciones interiores durante el mes de invierno para nuestro edificio.

### 7.1.2 El ambiente exterior

El ambiente exterior de una localidad viene definido por la temperatura seca, la temperatura húmeda y la velocidad y dirección del viento. Así mismo, la radiación solar es una variable importante a tener en cuenta en los cálculos de instalaciones.

Estas magnitudes no son constantes ni a lo largo del día, ni a lo largo del año. Por lo general se recurre a la asignación de valores típicos según el mes considerado y la localidad.

De acuerdo con la norma UNE 100001 ([Referencia \[3\]](#)), como condiciones extremas de proyecto para invierno a aplicar en España se utilizan:

- **Temperatura seca:** Sólo se considera la mínima de proyecto (condiciones de máxima carga), utilizándose un nivel de percentil del 99 % (caso general). En nivel percentil, es el número de horas durante las cuales las temperaturas indicadas son iguales o superiores al valor indicado en la norma. Nosotros tomaremos nivel de percentil anual (NPA), ya que es el más utilizado a nivel mundial, que incluye las 8.760 horas de un año (365 días).
- **Radiación solar:** Se considera nula, ya que las mayores necesidades ocurren o bien por la noche o en día nublado (*condiciones de carga máxima*).
- **Temperatura del suelo:** en calefacción existe un efecto apreciable de la transferencia de calor a través del suelo en contacto con el terreno.
- **Humedad relativa:** su valor tiene menor importancia que en el caso de las condiciones para el cálculo de la carga térmica de verano. Es relevante desde el punto de vista de la construcción, a la hora de controlar y evitar condensaciones superficiales e intersticiales.

Así pues, para un NPA = 99 %, el número de horas en las que las condiciones se superan, son 87,6 horas.

### 7.1.3 Clasificación de las cargas térmicas

El concepto de carga térmica engloba todo aquel fenómeno que tiende a modificar la temperatura y la humedad (o cantidad de vapor de agua existente) en el local. Por tanto, las cargas térmicas se pueden clasificar en:

- ▶ **Cargas térmicas sensibles:** Modifican la temperatura seca del aire.
- ▶ **Cargas térmicas latentes:** Modifican la cantidad de vapor de agua en el aire.

Ambas son importantes para mantener una situación de bienestar en el interior.

Otra clasificación, en función de la procedencia de las cargas es:

- ✓ **Cargas exteriores:** Proviene del exterior de la edificación.
  - ▶ Cargas a través de paredes, suelos y techos (conducciones a través de los cerramientos).
  - ▶ Cargas a través de superficies acristaladas.
  - ▶ Carga debida a la ventilación.
  - ▶ Carga por infiltraciones.
- ✓ **Cargas interiores:** Proviene del interior de la instalación.
  - ▶ Ocupantes.
  - ▶ Iluminación.
  - ▶ Maquinaria y equipos.
  - ▶ Instalación.

#### 7.1.4 Estimación de la potencia térmica para calefacción

La estimación de la potencia térmica necesaria para calefacción se hará suponiéndose la situación más desfavorable. Se tratará entonces, de una **potencia térmica máxima**. Si la instalación es capaz de calefactar la vivienda en el caso más desfavorable, lo hará en cualquier otra situación.

El problema que nos encontramos es que no se conoce a priori el momento en el que se dará, por lo que habría que hacer un cálculo hora a hora, y para cualquier mes. En la mayoría de las instalaciones el momento de carga máxima para calefacción se produce sobre las 7:00 horas solares del mes de enero (en el hemisferio norte).

El cálculo de potencia térmica máxima implica:

- ✓ Suponer **temperaturas mínimas** exteriores.
- ✓ **Despreciar** la **radiación solar** que incide en el edificio; esta radiación aportaría calor al interior de las viviendas.
- ✓ Suponer la **inexistencia de personas** en el interior, es decir, supondremos que la vivienda está deshabitada. Los ocupantes de la vivienda aportan tanto carga sensible como carga latente. Ésta varía en función de la actividad que estas personas estén desarrollando. Los valores típicos de la carga disipada por **una** persona en reposo son:

$$\blacktriangleright Q_{\text{sen}} = 60 \frac{\text{kcal}}{\text{h}} = 70 \text{ W}$$

$$\blacktriangleright Q_{\text{lat}} = 50 \frac{\text{kcal}}{\text{h}} = 60 \text{ W}$$

En todo caso, para hacer un cálculo más detallado, se contaría la capacidad ocupacional de las habitaciones y se multiplicaría por un factor de simultaneidad (se suele tomar un valor de 0,75). Así:

$$Q_{\text{lat o sens.}}^{\text{personas}} = Q_{\text{sen o lat.}}^{\text{1 persona}} \cdot n^{\text{o personas}} \cdot 0,75$$

Ecuación 7.1

- ✓ **No** se considerarán tampoco las ganancias de calor debidas a la **iluminación y aparatos eléctricos** (ordenadores, electrodomésticos, motores, etc.).

##### 7.1.4.1 Cargas térmicas de los cerramientos

Se trata de cargas sensibles, que se evalúan con la siguiente expresión:

$$Q_{\text{sen}}[\text{W}] = A \cdot U \cdot \Delta t = A \cdot U \cdot (T_s - T_{\text{SL}})$$

Ecuación 7.2

siendo:

- ▶ A: La superficie del cerramiento [ $\text{m}^2$ ].
- ▶ U: Coeficiente global de transmisión de calor [ $\text{W}/\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$ ]
- ▶  $T_s$ : Temperaturas seca del recinto adyacente, que puede ser terreno (su temperatura dependerá de la zona, profundidad y de la época del año), un local acondicionado, uno no acondicionado (su temperatura será la media entre el la habitación y el exterior) o el ambiente exterior [ $^\circ\text{C}$ ].

El coeficiente global de transmisión de calor para paredes y techos multicapa se evalúa como:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \sum_{\text{capas}} \frac{e_i}{k_i} + \frac{1}{h_e}} = \frac{1}{\sum_{\text{capas}} R_{t_i}}$$

Ecuación 7.3

$$R_t = \frac{1}{h_i} + \sum_{\text{capas}} \frac{L_i}{k_i} + \frac{1}{h_e}$$

Ecuación 7.4

donde:

- ▶  $L_i$ : espesor de la capa de material  $i$  [m].
- ▶  $k_i$ : conductividad térmica de la capa  $i$  [W/m · °C].
- ▶  $h_i, h_e$ : coeficientes de convección interior y exterior respectivamente [W/m<sup>2</sup> · °C].
- ▶  $R_{t_i}$ : resistencia térmica de cada capa [m<sup>2</sup> · °C/W].

Los valores de los coeficientes de convección, conductividades térmicas (y otras propiedades) de los materiales más empleados en la construcción se encuentran en el CTE-06 y en la Norma básica NBE-CT-79, sobre condiciones térmicas en los edificios.

#### 7.1.4.1.1 Cubierta

La cubierta del edificio forma parte de su envolvente; es uno de los cerramientos más importantes.

Los sistemas de cubierta hoy en día suelen diseñarse intentando minimizar los flujos energéticos entre el ambiente interior y el exterior y, por supuesto, cumpliendo con los requisitos esenciales a que debe responder una cubierta: estabilidad y resistencia mecánica, la seguridad en caso de incendio, la salubridad, la seguridad de uso, la protección contra el ruido, el ahorro de energía y la protección térmica.

La cubierta ajardinada surge como respuesta eficiente a éstos y otros requisitos, con comprobadas ventajas sobre otros tipos de cubierta.

Se trata de un tipo de cubierta invertida con la adición de un sustrato orgánico y plantas por la capa superior. La cubierta ajardinada puede ser extensiva o intensiva, dependiendo del espesor de la capa de sustrato y el tipo de plantas con las que se recubre. Así, mientras que una cubierta extensiva tiene una capa vegetal de pocos centímetros (normalmente menor de 10 cm) y una vegetación autóctona que se nutre por procesos naturales, la cubierta extensiva tiene un mayor espesor (más de 20 cm) cubierta de plantas, arbustos y árboles como cualquier jardín.

De acuerdo con el artículo *“The Ecological roof as material of construction”* (Referencia [24]), una cubierta ajardinada conlleva las siguientes ventajas frente a una cubierta tradicional:



- ✓ Actuación positiva en el clima de la ciudad y la región proporcionada por la **retención de polvo y sustancias contaminantes**. Las plantas llegan a filtrar hasta el 85 % de las partículas del aire, produciendo oxígeno.
- ✓ **Aumento del espacio útil**. Con la instalación de una cubierta ecológica se aumentaría la superficie verde de las ciudades que es uno de los problemas urbanos a tener en cuenta y se podría, de alguna manera, reponer la superficie verde ocupada por la construcción del edificio.

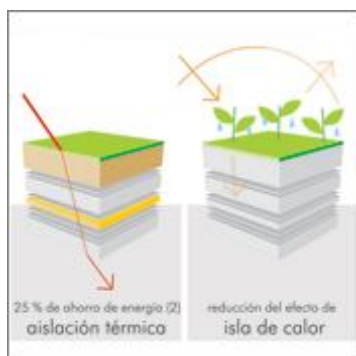
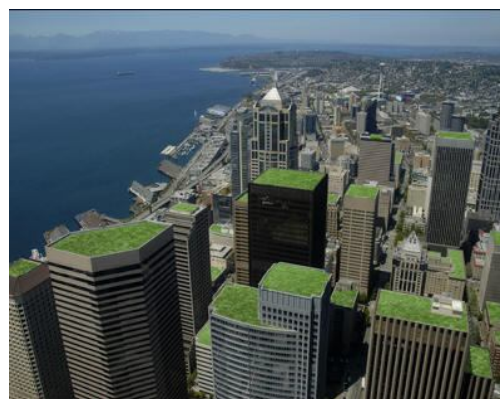


Figura 7.1: Ventajas de la cubierta ajardinada.

- ✓ **Protección de la radiación solar**. Las características físicas del follaje de las plantas, como la textura, la densidad, y la altura de las plantas que impiden la penetración de la radiación solar a la superficie de la cubierta. Y, en la medida que se protege el punto más vulnerable del edificio, que es la cubierta, se minimizan los flujos energéticos entre el ambiente exterior e interior.
- ✓ **Aumenta** de varias maneras **la eficacia térmica de la cubierta**, gracias al aislamiento proporcionado por el aire encerrado dentro del follaje y los procesos de refrigeración propios de las especies vegetales.
- ✓ **Enfriamiento de los espacios bajo cubierta en el verano** provocado por dos tipos de evaporación: en primer lugar la evaporación provocada por la humedad retenida en el sustrato en contacto con la radiación solar y, en segundo lugar, por la evaporación a través de las plantas en sus funciones biológicas. La evaporación consume energía que es alejada antes de transmitirse por la cubierta.
- ✓ **Disminución de las pérdidas de calor en el invierno**, lo que presupone un ahorro de energía al estabilizar las condiciones internas de bienestar térmico obtenidas por ganancias pasivas o por sistemas de acondicionamiento, requiriendo consumos más reducidos para alcanzar los niveles de confort estipulados.
- ✓ **Aumento del aislamiento térmico**. La diferencia de temperatura que sufren los materiales que conforman una cubierta quedan minimizados con el empleo de una capa vegetal. La capa protectora constituida por la vegetación, el poder aislante del sustrato orgánico, generalmente de baja conductividad térmica, el aire existente entre las hojas de las plantas y la capa superior del sustrato que funciona como una capa aislante, disminuyendo el intercambio térmico entre la cubierta y el exterior.
- ✓ **La absorción del ruido**. En las ciudades se está bajo la influencia de toda clase de ruidos provenientes de las actividades de la ciudad. En la cubierta tradicional, los materiales tienen un poder de reflexión que expanden la onda sonora, sin embargo, tanto las plantas como el sustrato absorben parte de la onda.
- ✓ **Prolongación del tiempo de vida de la cubierta**, al proteger la lámina impermeabilizante de la radiación solar y de los cambios bruscos de temperatura.
- ✓ **Reduce la carga de agua que soportan las canalizaciones** de agua, disminuyendo los costes de depuración de aguas residuales y minimiza los riesgos de inundación y torrentes. Devuelve el agua

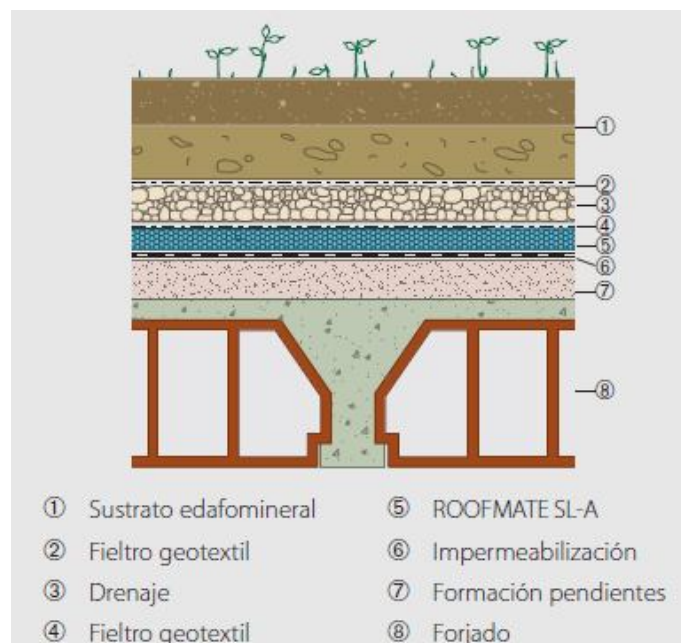


de lluvia al ciclo natural, incrementando las ventajas financieras para las ciudades que tienen costosos sistemas de drenaje y ayudando a la evacuación de aguas de lluvia a las ciudades que carecen de él ([Referencia \[22\]](#)).

- ✓ **Reduce el efecto de la isla de calor.** Durante el verano la evaporación del agua puede producir grandes efectos refrigerantes dentro de las ciudades. Grandes superficies verdes dentro de centros urbanos densos son indispensables para prevenir las sensaciones de incomfortabilidad y despilfarro de energía que genera la isla de calor.
- ✓ Desafortunadamente, las superficies verdes en los centros urbanos desaparecen por el crecimiento urbano y, como consecuencia, aparecen las cubiertas ajardinadas.
- ✓ **Mejora la calidad de las corrientes de aire,** ya que el proceso de evapotranspiración que se sucede en las plantas, logran disminuir las temperaturas de las capas de aire próximas a ellas. En el caso de las cubiertas con plantas de bajo porte, se ejerce una menor acción sobre las corrientes de aire, sin embargo, disminuye la temperatura superficial comparada con otros acabados constructivos; es en cubiertas ajardinadas con arbustos y árboles donde las incidencias son mayores.
- ✓ **Desde el punto de vista social y psicológico,** según Givoni ([Referencia \[23\]](#)), las áreas verdes (parques, jardines, terrazas, etc.) en espacios urbanos **presentan una serie de beneficios** que también los tienen la implantación de cubiertas ajardinadas, pero en menor escala: lugar de esparcimiento, de encuentro y enriquecimiento visual.

Las cubiertas ecológicas son montadas sobre cubiertas planas y se componen esencialmente de las partes indicadas en la [Figura 7.2](#).

- ✓ Una **capa vegetal** con especies autóctonas y de mantenimiento nulo.
- ✓ Un **substrato orgánico o inorgánico** de poco espesor, bajo peso y nutrientes suficientes para el desarrollo vegetativo de las especies.
- ✓ **Retenedor de agua en forma de gel**, paneles sintéticos o paneles de lana de roca.
- ✓ Bajo el **substrato, un fieltro sintético** para la retención de partículas finas del substrato.



**Figura 7.2: Ejemplo de cubierta ajardinada.**

- ✓ **Aislamiento térmico** opcional dependiendo de las condiciones climáticas del lugar.
- ✓ Una **lámina de impermeabilización**, generalmente anti raíz.
- ✓ Soporte estructural.

La elección de las especies vegetales que mejor pueden adaptarse a una azotea está sujeta a importantes condicionantes impuestos por el clima, sustrato, estructura de la cubierta y el efecto que se quiera conseguir. El principal condicionante es que las cubiertas ecológicas no constituyen un jardín que precisaría de una capa de tierra, riego y mantenimiento, sino, se preferirá encontrar una especie vegetal que tapice la superficie sin cuidados de ninguna clase y que su supervivencia contribuya a una mejora en la calidad medio ambiental, que puedan desarrollarse en pocos centímetros de suelo. Las características de este tipo de vegetación se enumeran a continuación:

- ▶ Capacidad para soportar temperaturas extremas.
- ▶ Capacidad para soportar grandes períodos sin aportación de agua, por lo cual no deben utilizarse hojas planas, lo que nos indica una escasa resistencia a la sequía del verano, mientras que las hojas más globosas pueden resistir grandes períodos de sequía.
- ▶ Desarrollo en la superficie, con suficiente capacidad de crecimiento horizontal para tapizar la cubierta
- ▶ Capacidad de crecer en suelos pocos profundos.

Las capas y los materiales que componen la cubierta de la edificación del proyecto, se describen en la **Tabla 7.4**. Las primeras capas que aparecen corresponden a la cubierta plana, después le siguen las capas necesarias para tener un falso techo, requerido para la instalación de los paneles de techo y, por último, se encuentran los paneles. Se puede ver una breve descripción de cada una de las capas: materiales, espesores, conductividades y la resistencia térmica de cada una de ellas. Para finalizar, en la última columna de la tabla, se indica la resistencia total de la cubierta. En este caso, esta resistencia total se ha calculado según las indicaciones dadas en el apartado 2.5.3 de la **Referencia [11]**: “Cálculo de  $k$  para forjados enterrados y azoteas ajardinadas”. (Donde  $k$ , es el coeficiente de transmisión de calor, es decir,  $k = U$ ).

Una vez calculado el valor de  $U_{\text{forjado ajardinado}}$ , se deberán sumar los coeficientes correspondientes a la cámara de aire del falso techo y los paneles.

$$\frac{1}{U_{\text{forjado ajardinado}}} \left[ \frac{\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}}{\text{W}} \right] = R_{t_{\text{forjado}}} = 0,14 + R_{t_{\text{forjado}}} + \frac{e_{\text{terreno}}}{1,9} = 3,5263 \frac{\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}}{\text{W}}$$

**Ecuación 7.5**

$$R_{t_{\text{cubierta ajardinada}}} = R_{t_{\text{forjado}}} + R_{t_{\text{cámara aire}}} + R_{t_{\text{panel techo}}} = 4,646 \frac{\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}}{\text{W}}$$

**Ecuación 7.6**

siendo:

- ▶  $R_{t_{\text{forjado}}}$ : la resistencia interna del forjado expresada en  $\left[ \frac{\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}}{\text{W}} \right]$
- ▶  $e_{\text{terreno}}$ : el espesor del terreno por encima del forjado en [m]. El espesor del sustrato es de 27,05 cm.

La resistencia térmica de la cámara de aire dependerá si ésta es ventilada o no, así como de la dirección del flujo de calor y su espesor. Supondremos que es una cámara no ventilada. En el anexo 2.3.1 de la **Referencia [11]** se proporciona la siguiente tabla:

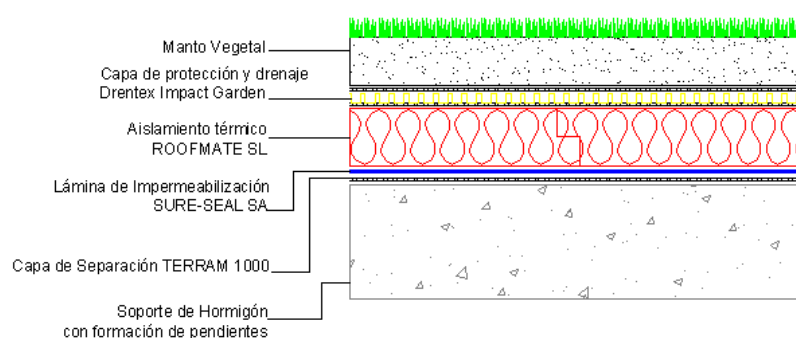
Resistencia térmica de la cámara  $R_c$ , en  $m^2 \cdot h \cdot ^\circ C/kcal$  ( $m^2 \cdot ^\circ C/W$ )

Situación de la cámara y dirección del flujo de calor	Espesor de la cámara, en mm				
	10	20	50	100	$\geq 150$
Cámara de aire vertical y flujo horizontal	0,16 (0,14)	0,19 (0,16)	0,21 (0,18)	0,20 (0,17)	0,19 (0,15)
Cámara de aire horizontal y flujo ascendente	0,16 (0,14)	0,17 (0,15)	0,19 (0,16)	0,19 (0,16)	0,19 (0,15)
Cámara de aire horizontal y flujo descendente	0,17 (0,15)	0,21 (0,18)	0,24 (0,21)	0,24 (0,21)	0,24 (0,21)

Tabla 7.3: Resistencia térmica de la cámara de aire. FUENTE: Norma NBE-CT-79.

En la **Figura 7.3**, además, se puede ver un esquema similar al de nuestra cubierta.

**Figura 7.3: Detalle de las diferentes capas de materiales que componen la cubierta ajardinada del edificio. FUENTE: <http://www.texasynthetics.com/es/sis.asp?m=13113&sid=1213#>**



CUBIERTA AJARDINADA EXTENSIVA/ECOLÓGICA INVERTIDA													
Capas	Manto vegetal	Capa separadora	Lámina drenante	Capa separadora	Aislamiento térmico	Membrana impermeabilizante	Capa separadora de geotextil no tejido termosoldada	Hormigón ligero para formar pendientes (1-5 %)	Soporte de hormigón	Enlucido de yeso	Cámara de aire, falso techo	Panel Radiante	Total
Material	Sustrato edafomineral	polipropileno	Membrana de nódulos de poliestireno perforado	polipropileno	poliestireno extruido	lámina en base de elastómero homogéneo de EPDM (caucho etileno propileno dieno)	polipropileno (PP) y polietileno (LDPE)	Hormigón ligero	Bovedilla de hormigón normal	yeso			
Espesor [cm]	27,05	0,2	2,2	0,2	8	0,15	0,2	10	25	3	8	4	88
Conductividad [W/m·K]		0,2200	0,1600	0,2200	0,0330	0,2500	0,2400	0,3300		0,1800			
Resistencia térmica, Rt [m² · °C/W]		0,0091	0,1375	0,0091	2,4242	0,0060	0,0083	0,303	0,180	0,1667	0,170	1,00	4,6963

Tabla 7.4: Materiales, espesores, conductividades y resistencias térmicas de las diferentes capas de la cubierta plana del edificio.

Una vez hallada la resistencia térmica total de la cubierta, podremos calcular el valor de la media mensual para las pérdidas de calor a través de ella, empleando la **Ecuación 7.2**. Los valores empleados para las distintas variables pueden verse en la **Tabla 7.5**. Se ha tomado como valor de la temperatura seca exterior el indicado en las condiciones climáticas exteriores de diseño para calefacción con un NPA = 99% (**Tabla 8.4**). Más adelante, están calculados los valores medios mensuales (**Tabla 7.21** y **Tabla 7.22**)

	Habitación 2	Ático
Área [m <sup>2</sup> ]	18,3	18,36
Resistencia térmica, R <sub>t</sub> [m <sup>2</sup> · °C/W]	4,696	4,696
U [W/m <sup>2</sup> ·°C]	0,213	0,213
T <sub>s</sub> [°C]	-3,4	-3,4
T <sub>sl</sub> [°C]	21	21
Q cubierta [W]	-95,079	-95,393

Tabla 7.5: Valor medio mensual de las pérdidas a través de la cubierta para calefacción.

#### 7.1.4.1.2 Paredes

La determinación de las cargas térmicas de transmisión a través de las paredes, sigue el mismo procedimiento que para la cubierta.

La mayoría de las paredes de las habitaciones implicadas en el cálculo, separan el ambiente exterior del interior. No tienen ningún local aclimatado ni no aclimatado colindante, por lo que las pérdidas a través de las paredes serán mayores que si se diera esta circunstancia, ya que, la transferencia de calor se produce con un gradiente mayor de temperaturas.

Sólo hay una pared que separa el interior con una zona no aclimatada, es la pared en contacto con el baño. La supondremos no aclimatada, porque no será calefactada con el aporte solar. Sin embargo, en un futuro, todas las dependencias estarán aclimatadas, aunque sea por métodos de calefacción tradicionales (caldera, calefacción eléctrica, etc.). Así pues, consideraremos dos tipos de paredes, puesto que el valor de las variables involucradas en el cálculo serán diferentes.

Las paredes de las habitaciones incluyen una capa de aislante entre sus materiales, de manera que se puedan reducir en la manera de lo posible la magnitud de las pérdidas de calor. El aislante empleado es *lana de vidrio*, un producto natural, mineral e inorgánico fabricado con millones de filamentos de vidrio unidos con un aglutinante. Las burbujas de aire atrapadas en las fibras impiden la transmisión térmica. Servirá tanto como aislante térmico como aislante acústico.

Al igual que en caso del techo, las paredes llevarán incorporados paneles radiantes de pared, lo que supone, que también será necesaria la instalación de una “falsa pared” en la que se sustentarán los paneles. Por tanto, desde el exterior hacia el interior, las últimas capas de la pared se corresponden con la “falsa pared” y los paneles.

COMPOSICIÓN PAREDES													
Capas	Exterior	Revestimiento de mortero de cemento	Ladrillo perforado	Pantalla anti vapor	Aislante	Ladrillo hueco doble	Cámara de aire	Revestimiento de mortero de cemento	Enlucido de yeso	Interior	Cámara de aire, falso techo	Panel Radiante	TOTAL
Materiales	Aire			Aluminio	Lana de vidrio (tipo V)		no ventilada			Aire			
Espesores [cm]		10	4	0,5	5,5	4	2	2,5	1,5		8	4	42
Conductividad térmica $\lambda$ [W/m·K]		1,4		204	0,033			1,4	0,18				
Resistencia térmica, $R_t$ [m <sup>2</sup> · °C/W]	0,060	0,0714	0,05	2,451E-05	1,6667	0,07	0,16	0,0179	0,0833	0,11	0,17	1	3,4593

Tabla 7.6: Composición, propiedades y materiales de las capas de las paredes del edificio.

PÉRDIDAS POR LAS PAREDES EN CONTACTO CON EL AMBIENTE EXTERIOR		
	Habitación 2	Ático
Área [m <sup>2</sup> ]	28,924	45,341
Resistencia térmica, $R_t$ [m <sup>2</sup> · °C/W]	3,459	3,459
$U$ [W/m <sup>2</sup> ·°C]	0,289	0,289
$T_s$ [°C]	-3,4	-3,4
$T_{sl}$ [°C]	21	21
$Q_{pared\ ext}$ [W]	-221,242	-319,812

Tabla 7.7: Carga térmica media mensual de transmisión por la pared exterior.

PÉRDIDAS POR LA PARED EN CONTACTO CON EL BAÑO		
	Habitación 2	Ático
Área [m <sup>2</sup> ]	9,967	-
Resistencia térmica, $R_t$ [m <sup>2</sup> · °C/W]	0,456 <sup>16</sup>	-
$U$ [W/m <sup>2</sup> ·°C]	2,195 <sup>17</sup>	-
$T_s$ [°C]	8,8	-
$T_{sl}$ [°C]	21	-
$Q_{pared\ baño}$ [W]	-266,910	-

Tabla 7.8: Carga térmica media mensual de transmisión por la pared en contacto con el baño.

<sup>16</sup> Este valor debe ser igual a la resistencia térmica de la pared en contacto con el ambiente exterior. El valor es una **errata**, que cambiará ligeramente las pérdidas.

<sup>17</sup> Este valor debe ser igual al coeficiente de transferencia de la pared en contacto con el ambiente exterior. El valor es una **errata**, que cambiará ligeramente las pérdidas.

#### 7.1.4.1.3 Suelos

La transmisión de calor desde el interior de las habitaciones hacia la segunda planta, se hace de igual modo que en los casos anteriores. En este caso, no tenemos paneles radiantes, por lo que el número de capas a atravesar por el flujo de calor será inferior. Se recuerda que tampoco tenemos una instalación de suelo radiante.

Estimamos las pérdidas suponiendo que la planta inmediatamente inferior (la segunda planta) no está calefactada.

SUELO							
Capas	Parte alta	Pavimento	Bovedilla	Aislante	Guarnecido	Parte baja	TOTAL
Materiales	Aire	Hormigón con áridos	Hormigón normal	Poliestireno expandido (tipo V)	Yeso	Aire	
Espesores [cm]		8	20	5	3		36
Conductividades		0,33		0,033	0,18		
Resistencia térmica, $R_t$ [ $m^2 \cdot ^\circ C/W$ ]	0,17	0,2424	0,15	1,5152	0,1667	0,17	2,4142

Tabla 7.9: Materiales, propiedades y resistencias de las capas del suelo de la edificación

De la misma manera que antes, los valores de las variables serán en este caso:

PÉRDIDAS DE TRANSMISIÓN POR EL SUELO.		
	Habitación 2	Ático
Área [ $m^2$ ]	18,3	18,36
Resistencia térmica, $R_t$ [ $m^2 \cdot ^\circ C/W$ ]	2,4142	2,4142
$U$ [ $W/m^2 \cdot ^\circ C$ ]	0,4142	0,4142
$T_s$ [ $^\circ C$ ]	8,8	8,8
$T_{SL}$ [ $^\circ C$ ]	21	21
$Q_{suelo}$ [W]	-92,4762	-92,7794

Tabla 7.10: Pérdidas medias mensuales a través del suelo.



#### 7.1.4.1.4 Superficies acristaladas – Puertas acristaladas

Consideramos sólo las pérdidas por conducción y convección, sin tener en cuenta el calor aportado por la radiación que incide a través de los cristales.

El acristalamiento de las ventanas será doble y con una cámara de aire interior de 6 cm. Se supondrá una carpintería de madera. Las ventanas forman 90° con la horizontal, es decir, son ventanas verticales.

Sin embargo, como aproximación, emplearemos la **Tabla 7.11**, obtenida de la **Referencia [11]**, para estimar los coeficientes de transferencia de calor. El valor del coeficiente de cada puerta dependerá del porcentaje de vidrio sobre la superficie total que tiene cada una. Éste coeficiente tiene en cuenta, tanto la carpintería como la superficie acristalada.



Figura 7.6: Ventana perteneciente al baño (dependencia no considerada a calefactar).

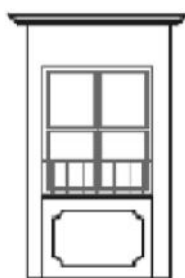


Figura 7.5: Puerta acristalada del edificio (Tipo I).



Figura 7.4: Ventanal acristalado (Tipo II).

Coeficiente de transmisión térmica K, en kcal/m<sup>2</sup> °C (W/m<sup>2</sup> °C)

Tipo de puerta		Separación con:	
		Exterior	Local no calefactado
Madera	Opaca	3,0 (3,5)	1,7 (2,0)
	Acristalamiento simple en < 30%	3,4 (4,0)	
	Acristalamiento simple en 30 a 60%	3,9 (4,5)	
	Acristalamiento doble	2,8 (3,3)	
Metálica	Opaca	5,0 (5,8)	3,9 (4,5)
	Acristalamiento simple	5,0 (5,8)	
	Acristalamiento doble con cámara de 6 mm en < 30%	4,7 (5,5)	
	Acristalamiento doble con cámara de 6 mm en 30 a 70%	4,1 (4,8)	
Vidrio sin carpintería		5,0 (5,8)	3,9 (4,5)

Tabla 7.11: Coeficiente de transmisión térmica de las puertas macizas y acristaladas. FUENTE: NBE-CT-79.

De esta manera, los coeficientes de transferencia y el cálculo de las pérdidas medias mensuales se pueden ver en la siguiente tabla.

PUERTAS CON CRISTALES			
	Habitación 2		Ático
Área total (marco + cristales) [m <sup>2</sup> ]	9	3	15
Número de unidades	3	1	5
Área cristales [m <sup>2</sup> ]	6,791	1,283	6,414
(Área de cristal/Área total)*100 [%]	75,46	42,76	42,76
U [W/m <sup>2</sup> ·°C]	4,5	4,5	4,5
T <sub>s</sub> [°C]	-3,4	-3,4	-3,4
T <sub>SL</sub> [°C]	21	21	21
Q <sub>ventanas</sub> [W]	-988,2	-329,4	-1647

Tabla 7.12: Pérdidas medias mensuales a través de las puertas con cristales.

#### 7.1.4.1.5 Puertas opacas

En cuanto a las puertas existentes en las habitaciones, tenemos dos tipos: opacas (macizas de madera) y con acristalamiento.

En este apartado, se tienen en cuenta las puertas opacas, ya que las que acristaladas se han consideran en el apartado anterior.

Figura 7.7: Puerta maciza.



La habitación 2 cuenta con dos puertas de estas características, una que comunica la habitación con el baño, y otra, que comunica ésta con el exterior. El ático sólo cuenta con una puerta que sirve para salir al exterior.

PUERTAS MACIZAS			
	Habitación 2		Ático
Área [m <sup>2</sup> ]	2,10	2,5	2,5
Número de unidades	1	1	1
En contacto con...	El baño	El exterior	El exterior
U [W/m <sup>2</sup> ·°C]	2	3,5	3,5
T <sub>s</sub> [°C]	8,8	-3,4	-3,4
T <sub>SL</sub> [°C]	21	21	21
Q <sub>puerta</sub> [W]	-51,24	-213,5	-213,5

Tabla 7.13: Carga térmica de transmisión a través de las puertas opacas.

#### 7.1.4.2 Cargas térmicas de ventilación

En las instalaciones es necesario prever una cierta renovación del aire (para la eliminación de olores, etc.... e introducción de suficiente oxígeno) para asegurar la calidad del aire interior en el interior del local. El aire exterior introducido será compensado con el mismo caudal de aire extraído o expulsado por ventanas y puertas, con el fin de mantener la misma cantidad de aire seco en el interior del local.

En la **Tabla 7.14**, se puede ver la clasificación de la calidad del aire interior de acuerdo con la normativa. Es aplicable al aire interior en la zona ocupada.

Categoría	Descripción
IDA 1	Calidad del aire interior alta
IDA 2	Calidad del aire interior media
IDA 3	Calidad del aire interior moderada
IDA 4	Calidad del aire interior baja

**Tabla 7.14: Clasificación básica de la calidad del aire interior (IDA). FUENTE: Norma UNE EN 139779:2005.**

Se tomará la categoría IDA 2, calidad media del aire interior. Esto supondrá, tener un valor para la tasa de aire exterior por persona (impulsadas por el sistema de ventilación) en el caso de una casa, como se indica en la **Tabla 7.15**.

Categoría	Unidad	Tasa de aire exterior por persona			
		Zona de no fumadores		Zona de fumadores	
		Intervalo típico	Valor por defecto	Intervalo típico	Valor por defecto
IDA 1	$\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1} \cdot \text{persona}^{-1}$	> 54	72	> 108	144
	$\text{l} \cdot \text{s}^{-1} \cdot \text{persona}^{-1}$	> 15	20	> 30	40
IDA 2	$\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1} \cdot \text{persona}^{-1}$	36 – 54	45	72 – 108	90
	$\text{l} \cdot \text{s}^{-1} \cdot \text{persona}^{-1}$	10 – 15	12,5	20 – 30	25
IDA 3	$\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1} \cdot \text{persona}^{-1}$	22 - 36	29	43 – 72	58
	$\text{l} \cdot \text{s}^{-1} \cdot \text{persona}^{-1}$	6 – 10	8	12 – 20	16
IDA 4	$\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1} \cdot \text{persona}^{-1}$	< 22	18	< 43	36
	$\text{l} \cdot \text{s}^{-1} \cdot \text{persona}^{-1}$	< 6	5	< 12	10

**Tabla 7.15: Tasa de aire exterior por persona (Caudal de ventilación por persona). FUENTE: Norma UNE EN 139779:2005.**

Además, supondremos zona de fumadores, ya que no conocemos las características de los ocupantes del recinto.

El aire que ha de renovarse entrará en unas determinadas condiciones de humedad y temperatura que difieren de las interiores. En el caso del invierno, la temperatura de este aire será inferior a la temperatura de diseño interior, por lo que, calentarlo, supondrá un aporte de calor que se sumará a la demanda de calefacción.

Como la humedad del aire exterior también será diferente a la humedad del interior, tendremos también una carga latente.

Las ecuaciones empleadas en el cálculo de las cargas sensibles y latentes debidas a la ventilación, se expresan a continuación:

$$Q_{\text{sen}}^{\text{ventilación}} [\text{W}] = V_{\text{ventilación}} \cdot n_{\text{personas}}^{\circ} \cdot \rho_{\text{aire}} \cdot C_{p_{\text{mezcla}}} \cdot (T_{\text{S,ext}} - T_{\text{SL}})$$

Ecuación 7.7

$$Q_{\text{lat}}^{\text{ventilación}} [\text{W}] = V_{\text{ventilación}} \cdot n_{\text{personas}}^{\circ} \cdot \rho_{\text{aire}} \cdot h_{\text{fg agua}} \cdot (w_{\text{ext}} - w_{\text{SL}})$$

Ecuación 7.8

donde:

- ▶  $V_{\text{ventilación}}$ : caudal de ventilación,  $[\text{m}^3/\text{s} \cdot \text{persona}]$ . Tiene un valor de 12,5 l/s · persona, según la **Tabla 7.15**.

- ▶  $\rho_{\text{aire}}$ : densidad del aire de ventilación,  $[\text{kg}/\text{m}^3]$

$$\rho_{\text{aire}} = \frac{1}{v} \text{ donde } v, \text{ es el volumen específico del aire } \left[ \frac{\text{m}^3}{\text{kg}} \right]$$

Ecuación 7.9

- ▶  $C_{p_{\text{mezcla}}}$ : calor específico del aire (mezcla de vapor y aire seco)  $[\text{J}/\text{kg} \cdot ^\circ\text{C}]$ .

$$C_{p_{\text{mezcla}}} = C_{p_{\text{aire}}} + w_{\text{ext}} \cdot C_{p_{\text{vapor}}}$$

Ecuación 7.10

- ▶  $C_{p_{\text{vapor}}} = 1.840 \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$  y  $C_{p_{\text{aire}}} = 1.000 \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$ .
- ▶  $h_{\text{fg agua}} = 2.501,3 \cdot 10^3 \frac{\text{J}}{\text{kg}}$ : calor latente de cambio de fase del agua.
- ▶  $T_{\text{S,ext}}$ : temperatura seca exterior,  $[\text{°C}]$ . Tomaremos  $0^\circ\text{C}$  para introducirlo en el diagrama psicrométrico.
- ▶  $T_{\text{SL}}$ : temperatura seca interior de diseño,  $[\text{°C}]$ .
- ▶  $w_{\text{ext}}$ : relación de humedad del aire exterior,  $[\text{kg}/\text{kg}]$ .
- ▶  $w_{\text{SL}}$ : relación de humedad del aire del local  $[\text{kg}/\text{kg}]$ .
- ▶  $n_{\text{personas}}^{\circ}$ : personas ocupantes por habitación. Se tomará  $n_{\text{personas}}^{\circ} = 1,5$  (ver **Tabla 6.2**).

Propiedades	Aire exterior	Aire interior(propiedades de diseño)
$T_s [^\circ\text{C}]$	-3,4 $\rightarrow$ 0	21
H.R [%]	80	40
$w [\text{kg}/\text{kg}]$	$3,5 \cdot 10^{-3}$	$6,0 \cdot 10^{-3}$
$v [\text{m}^3/\text{kg}]$	0,841	0,841
$C_{p_{\text{mezcla}}} [\text{J}/\text{kg} \cdot \text{K}]$	-	1.011

Tabla 7.16: Propiedades del aire interior y exterior.

Sustituyendo estos valores en las ecuaciones indicadas obtenemos los siguientes valores medios mensuales:

CARGAS DE VENTILACIÓN		
	Habitación 2	Ático
$Q_{\text{latente}} [\text{W}]$	-139,42	-139,42
$Q_{\text{sensible}} [\text{W}]$	-541,54	-541,54

Tabla 7.17: Cargas medias mensuales debidas a la ventilación.

### 7.1.4.3 Cargas térmicas de infiltraciones

Es probablemente la carga más difícil de estimar porque es altamente subjetiva. Se trata, como en el caso de ventilación, de una carga instantánea, que aporta tanto calor sensible como calor latente al local. Se evalúa de forma semejante a lo visto para la carga de ventilación, en donde se sustituye el caudal de ventilación por el caudal de aire infiltrado. Ese aire entra en el recinto por la diferencia de presiones entre el exterior y el interior por efecto del viento, y por diferencias de densidades (efecto chimenea).

Las carpinterías de los huecos (ventanas y puertas) y lucernarios de los cerramientos se caracterizan por su permeabilidad al aire.

De acuerdo al DB – HE1, la permeabilidad de las carpinterías de los huecos y lucernarios de los cerramientos que limitan los espacios habitables de los edificios con el ambiente exterior se limita en función del clima de la localidad en la que se ubican, según la zonificación climática establecida en el apartado 3.1.1 de dicho DB-HE1. Así, la permeabilidad al aire de las carpinterías, medida con una sobrepresión de 100 Pa, para nuestra zona climática (D), tendrá un valor inferior a  $27 \text{ m}^3/\text{h}\cdot\text{m}^2$ .

Con estos datos, el caudal de aire infiltrado será inferior a:

$$V_{\text{inf}} \leq V_{\text{lim}} \cdot \frac{1 \text{ h}}{3.600 \text{ s}} = 7,5 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{\text{m}^3}{\text{s} \cdot \text{m}^2} \rightarrow \text{Se tomará } V_{\text{inf}} = 15 \frac{\text{m}^3}{\text{h} \cdot \text{m}^2} \approx 4,17 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{\text{m}^3}{\text{s} \cdot \text{m}^2}$$

Ecuación 7.11

Siendo  $V_{\text{inf}}$ , el volumen total de aire infiltrado.

Como suponemos que nuestra edificación cuenta con muy buenos cerramientos, se ha escogido un valor inferior al límite que se indica en la norma.

Al igual que en el apartado anterior, las infiltraciones suponen tanto carga latente como sensible, ya que se trata de aire exterior.

$$Q_{\text{sen}}^{\text{infiltración}} [\text{W}] = V_{\text{inf}} \cdot A_{\text{cerramiento}} \cdot \rho_{\text{aire}} \cdot C_{p\text{mezcla}} \cdot (T_{\text{S,ext}} - T_{\text{SL}})$$

Ecuación 7.12

$$Q_{\text{lat}}^{\text{infiltración}} [\text{W}] = V_{\text{inf}} \cdot A_{\text{cerramiento}} \cdot \rho_{\text{aire}} \cdot h_{\text{fg agua}} \cdot (w_{\text{ext}} - w_{\text{SL}})$$

Ecuación 7.13

De nuevo, los resultados medios mensuales se recogen en la siguiente tabla:

CARGAS POR INFILTRACIONES		
	Habitación 2	Ático
<b>A cerramientos [m<sup>2</sup>]</b>	14,5	17,5
<b>Q latente [W]</b>	-449,6	-542,61
<b>Q sensible [W]</b>	-1773,57	-2140,52

Tabla 7.18: Cargas térmicas medias mensuales debidas a infiltraciones.

#### 7.1.4.4 Ganancias debidas a la instalación

Aunque en el cálculo de cargas térmicas se ha considerado el caso más desfavorable, las ganancias debidas a la instalación existen incluso en esa situación. Las cargas bajo ese nombre se refieren a la energía cedida por los ventiladores de los equipos, motores, bombas, etc. que forman parte de la propia instalación de calefacción. Esta energía se transforma en carga sensible y se suele aproximar al 6% de la suma de todas las cargas sensibles.

#### 7.1.4.5 Otras consideraciones

De forma general, se utiliza un coeficiente de seguridad para tener en consideración algún tipo de carga no contabilizada, o que ha sido estimada de forma aproximada. La práctica ha llevado a aceptar un coeficiente de un 10% (que puede disminuirse al 5%, si el cálculo se ha realizado de forma detallada).

Aunque el cálculo completo de una instalación requeriría la estimación hora a hora para todos los locales de las cargas térmicas, en la práctica se suelen estimar las cargas en dos o tres instantes de tiempo, en función de la orientación del edificio y el régimen de ocupación. En caso de no disponer de los medios informáticos adecuados se aconseja realizar el cálculo a las 7:00 horas del mes de enero.

Algunos autores proponen modificar al alza los coeficientes globales de transmisión de los cerramientos no abrigados (en torno al 5% - 10%), para considerar el efecto del viento.

#### 7.1.5 Cargas térmicas mes a mes

Tras haber hecho un estudio de las cargas para valores medios mensuales, se hace el cálculo de idéntica forma con los datos medios de cada mes. El resultado, es un valor más exacto y aproximado de las distintas cargas térmicas. Esto nos permitirá hacer un análisis más detallado de la magnitud de éstas para cada mes. Los resultados se recogen en las siguientes páginas ([Tabla 7.21](#) y [Tabla 7.22](#)). Se ha considerado un coeficiente de seguridad de un 10 %.

Como temperatura seca exterior para cada mes se ha tomado la temperatura seca media considerando las 24 horas del día. La temperatura seca interior de diseño, se mantiene constante para todos los meses del año, con un valor de 21 °C.

En el caso de algunas cargas, en las que la transferencia de calor se produce entre el interior y un local no calefactado, como es el caso de las cargas a través del suelo o a través de la pared que separa el baño de la habitación 2, se toma como temperatura seca del local no aclimatado, la media entre la temperatura exterior y la interior del local calefactado (21 °C).

Las pérdidas de calor llevan asociadas un signo negativo, mientras que las ganancias se indican con signo positivo.

Los resultados totales para cada mes están representados en el [Gráfico 7.1](#). Los diferentes colores de las columnas indican la sala a la que corresponden las cargas de calefacción. Durante todos los meses, la demanda de calefacción del ático es ligeramente mayor (supone un 52,64% de media sobre la demanda total de calefacción) que la demanda de la habitación 2 (con un 47,36%). Dado que el volumen de ambas es similar, esta diferencia puede deberse a la existencia de un mayor número de ventanales en la primera de ellas. La pérdida de calor a través de las ventanas o puertas acristalada es mayor que la producida a través de los muros de la pared. Adicionalmente, también se producen filtraciones de aire a través de ellas.

Comparando la demanda de los diferentes meses, se puede apreciar que la demanda máxima de calefacción para ambas dependencias se produce en el mes de Enero, supone casi un 17% de la demanda de calefacción anual. Es el mes donde las condiciones climáticas exteriores son más desfavorables.

Durante los meses de Mayo, Junio y Septiembre, la demanda es muy baja. Recordando que la estimación de la demanda se ha hecho considerando las situaciones más desfavorables (sin tener en cuenta radiación por las ventanas, ganancias de calor debidas a los ocupantes, etc.) probablemente no será necesario hacer uso de la calefacción en la realidad.

#### 7.1.5.1 ¿Los coeficientes globales de transmisión cumplen la normativa vigente?

Dado que Segovia se encuentra en la zona climática D2, los valores límite de la transmitancia térmica máxima de los cerramientos de la envolvente pueden verse en la 4ª columna de la **Tabla 7.21**.

<b>Cerramientos y particiones interiores</b>	<b>ZONAS A</b>	<b>ZONAS B</b>	<b>ZONAS C</b>	<b>ZONAS D</b>	<b>ZONAS E</b>
Muros de fachada, <i>particiones interiores</i> en contacto con espacios <i>no habitables</i> , primer metro del perímetro de suelos apoyados sobre el terreno <sup>(1)</sup> y primer metro de muros en contacto con el terreno	1,22	1,07	0,95	0,86	0,74
Suelos	0,69	0,68	0,65	0,64	0,62
Cubiertas	0,65	0,59	0,53	0,49	0,46
Vidrios y marcos <sup>(2)</sup>	5,70	5,70	4,40	3,50	3,10
Medianerías	1,22	1,07	1,00	1,00	1,00

**Tabla 7.19: Transmitancia térmica máxima de cerramientos y particiones interiores de la envolvente térmica U en W/m<sup>2</sup>·K. FUENTE: CTE.**

Comparando los valores obtenidos para nuestra edificación, podemos ver que se encuentra dentro de la normativa.

<b>COMPARACIÓN CON LOS VALORES DE LA NORMATIVA</b>		
	<b>U<sub>lim</sub> [W/m<sup>2</sup>·°C]</b>	<b>U<sub>proyecto</sub> [W/m<sup>2</sup>·°C]</b>
<b>Muros</b>	0,86	0,289
<b>Cubierta</b>	0,49	0,213
<b>Ventanas</b>	3,50	3,3

**Tabla 7.20: Comparativa de los valores de transmitancia con los valores de la normativa**

RESUMEN DE LA DIFERENTES CARGAS TÉRMICAS DE CALEFACCIÓN EN EL EDIFICIO													
			Ene	Feb	Mar	Abr	May	Jun	Sep	Oct	Nov	Dic	
Temperatura media mensual considerando las 24 horas del día (Ts del exterior) [°C]			4,3	5,6	8,7	10,3	14,2	19,9	17,7	13,3	7,4	4,9	
T <sub>SL</sub> [°C]			21	21	21	21	21	21	21	21	21	21	
Ts del local no aclimatado = (T <sub>SL</sub> + Ts)/2 [°C]			12,65	13,3	14,85	15,65	17,6	20,45	19,35	17,15	14,2	12,95	
HABIT. 2	TRANSMISIÓN (CARGAS SENSIBLES)	Paredes exteriores	-139,632	-128,763	-102,843	-89,465	-56,856	-9,197	-27,592	-64,381	-113,712	-134,615	
		Pared en contacto con el baño	-182,680	-168,460	-134,549	-117,047	-74,385	-12,033	-36,099	-84,230	-148,770	-176,117	
		Puerta baño	-35,070	-32,340	-25,830	-22,470	-14,280	-2,310	-6,930	-16,170	-28,560	-33,810	
		Puerta exterior	-146,125	-134,750	-107,625	-93,625	-59,500	-9,625	-28,875	-67,375	-119,000	-140,875	
		Ventanas tipo I	-676,350	-623,700	-498,150	-433,350	-275,400	-44,550	-133,650	-311,850	-550,800	-652,050	
		Ventanas tipo II	-225,450	-207,900	-166,050	-144,450	-91,800	-14,850	-44,550	-103,950	-183,600	-217,350	
		Cubierta	-65,074	-60,009	-47,929	-41,694	-26,497	-4,286	-12,859	-30,004	-52,995	-62,736	
		Suelo	-63,293	-58,366	-46,617	-40,553	-25,772	-4,169	-12,507	-29,183	-51,544	-61,019	
	VENTILACIÓN	Carga sensible	-376,420	-347,118	-277,244	-241,179	-153,273	-24,794	-74,382	-173,559	-306,546	-362,896	
		Carga latente	-111,532	-83,649	-27,883	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	-111,532	-94,803	
	INFILTRACIONES	Carga sensible	-1213,880	-1119,386	-894,055	-777,755	-494,274	-79,956	-239,868	-559,693	-988,549	-1170,267	
		Carga latente	-359,670	-269,752	-89,917	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	-359,670	-305,719	
	GANANCIAS DEBIDO A LA INSTALACIÓN		6 % de las cargas totales sensibles	187,439	172,847	138,054	120,095	76,322	12,346	37,039	86,424	152,645	180,704
	TOTAL			-3407,739	-3061,345	-2280,639	-1881,493	-1195,715	-193,425	-580,274	-1353,972	-2862,633	-3231,554
	Factor de seguridad		TOTAL + 10 %	-3748,513	-3367,480	-2508,703	-2069,643	-1315,287	-212,767	-638,301	-1489,369	-3148,896	-3554,709



ÁTICO	TRANSMISIÓN (CARGAS SENSIBLES)	Paredes exteriores	-218,888	-201,849	-161,217	-140,246	-89,128	-14,418	-43,253	-100,924	-178,256	-211,024
		Puerta exterior	-146,125	-134,750	-107,625	-93,625	-59,500	-9,625	-28,875	-67,375	-119,000	-140,875
		Ventanas	-1127,250	-1039,500	-830,250	-722,250	-459,000	-74,250	-222,750	-519,750	-918,000	-1086,750
		Cubierta	-65,288	-60,205	-48,086	-41,831	-26,584	-4,300	-12,901	-30,103	-53,168	-62,942
		Suelo	-63,501	-58,557	-46,770	-40,686	-25,857	-4,183	-12,548	-29,279	-51,713	-61,219
	VENTILACIÓN	Carga sensible	-376,420	-347,118	-277,244	-241,179	-153,273	-24,794	-74,382	-173,559	-306,546	-362,896
		Carga latente	-111,532	-83,649	-27,883	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	-111,532	-94,803
	INFILTRACIONES	Carga sensible	-1465,027	-1350,983	-1079,032	-938,670	-596,538	-96,499	-289,496	-675,492	-1193,076	-1412,392
		Carga latente	-434,084	-325,563	-108,521	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	-434,084	-368,971
	GANANCIAS DEBIDO A LA INSTALACIÓN	6 % de las cargas totales sensibles	207,750	191,578	153,013	133,109	84,593	13,684	41,052	95,789	169,186	200,286
		TOTAL	-3800,365	-3410,598	-2533,614	-2085,378	-1325,287	-214,385	-643,154	-1500,693	-3196,190	-3601,586
		TOTAL + 10 % Coeficiente Seguridad	-4180,402	-3751,657	-2786,976	-2293,916	-1457,816	-235,823	-707,469	-1650,762	-3515,810	-3961,744
CARGA CALEFACCIÓN TOTAL			-8798,329	-7928,915	-7119,137	-5295,679	-4363,559	-2773,103	-	-3140,131	-6664,706	-7516,454
									1345,770			

Tabla 7.21: Cálculo de la demanda de Calefacción. Pérdidas y ganancias de calor mensuales desglosado en los tipos de cargas térmicas y habitaciones.

DATOS TOTALES DE LA DEMANDA DE CALEFACCIÓN MES A MES EN EXPRESADOS EN kW y %.												
Demanda de calefacción	Ene	Feb	Mar	Abr	May	Jun	Sep	Oct	Nov	Dic	Media [kW]	Total [kW]
Habitación 2 [kW]	3,75	3,37	2,51	2,07	1,32	0,21	0,64	1,49	3,15	3,55	2,46	24,61
Ático [kW]	4,18	3,75	2,79	2,29	1,46	0,24	0,71	1,65	3,52	3,96	2,74	27,38
TOTAL [kW]	7,93	7,12	5,30	4,36	2,77	0,45	1,35	3,14	6,66	7,52	5,20	51,99
Habitación 2 [%]	47,29%	47,31%	47,38%	47,43%	47,43%	47,43%	47,43%	47,43%	47,26%	47,31%	47,37%	47,34%
Ático [%]	52,71%	52,69%	52,62%	52,57%	52,57%	52,57%	52,57%	52,57%	52,74%	52,69%	52,63%	52,66%
Demanda total del mes i/Total [%]	16,92%	15,23%	11,42%	9,46%	0,91%	0,97%	2,92%	6,81%	14,18%	16,07%		100%

Tabla 7.22: Total de las cargas térmicas mensuales para Calefacción.

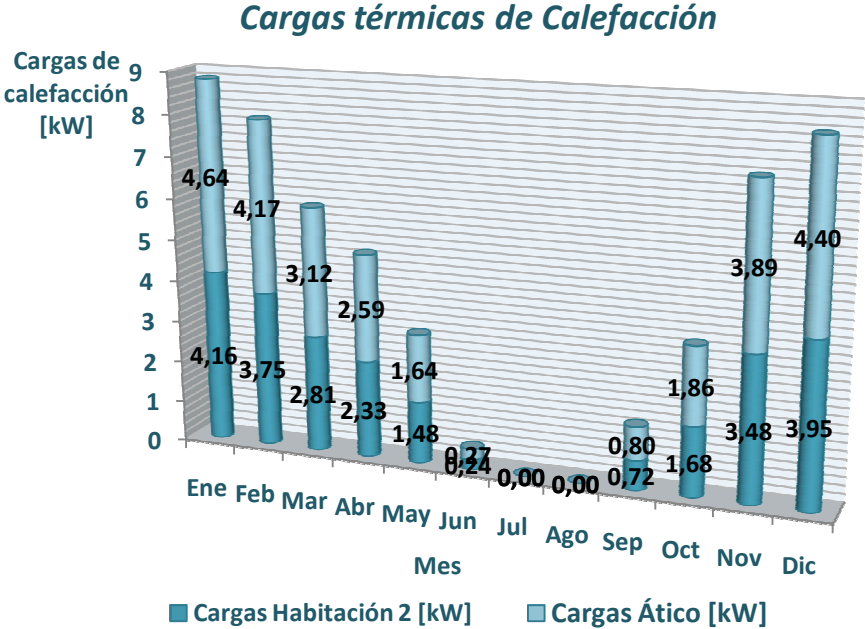


Gráfico 7.1: Distribución de las cargas térmicas de Calefacción mensuales.

**Porcentaje de demanda de cada mes con respecto a la demanda total anual.**

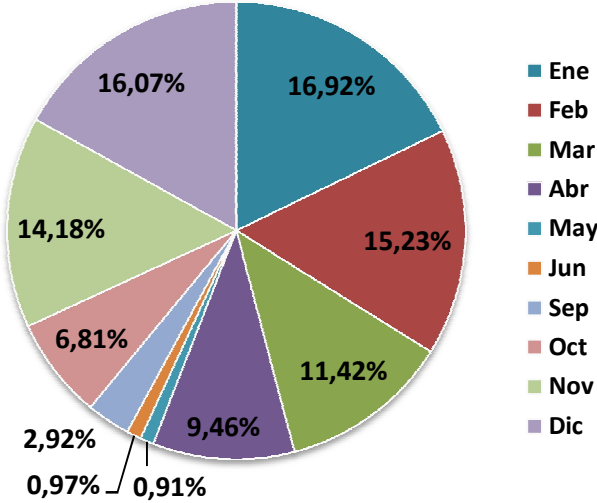


Gráfico 7.2: Porcentaje de la demanda de cada mes con respecto a la demanda total anual.

## 7.2 Demanda total de la instalación (ACS y Calefacción)

La demanda de energía total<sup>18</sup> que tiene la instalación es la suma de la demanda de ACS (calculada en el apartado 6.1) y la demanda de Calefacción<sup>19</sup> (estimada en el apartado inmediatamente anterior).

La forma más sencilla de conocer el peso relativo que tiene cada una de ellas es mediante los siguientes Gráficos. En el primero se expresa el calor demandado [kW] y en el siguiente, queda representado el porcentaje de la energía consumida anual por ACS y Calefacción respecto al total. La energía consumida por la Calefacción supone prácticamente el 60% de todo el consumo de calor.

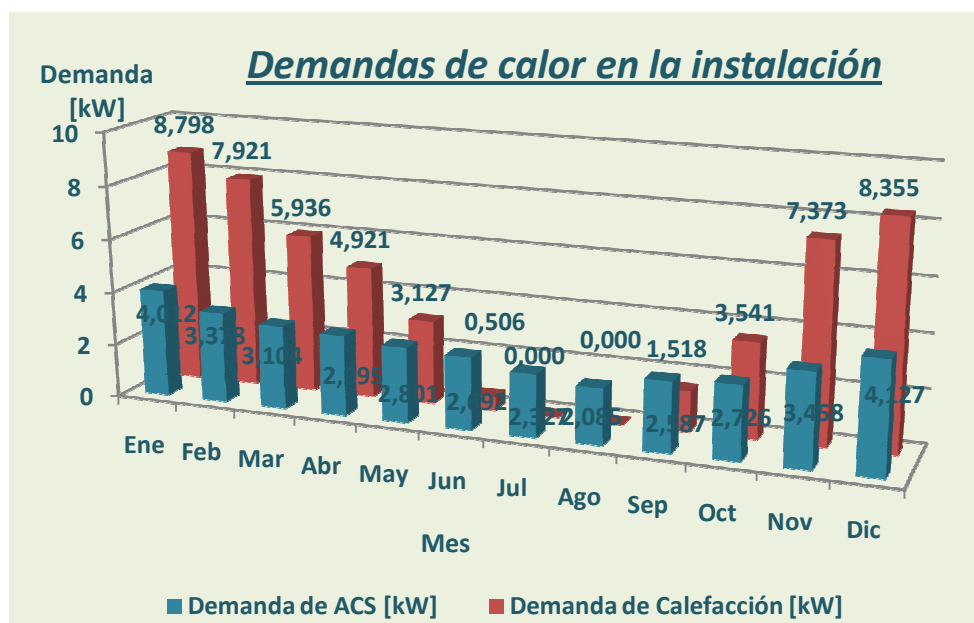


Gráfico 7.3: Demandas de calor mensuales expresadas en [kW] para ACS y Calefacción.

Además se recuerda que esta demanda de calefacción no es la demanda total del edificio sino la pequeña parte que supone calefactar dos habitaciones del mismo. Sin embargo, la demanda de ACS considerada se refiere a la demanda total de todo el edificio criterio que se exige en el CTE.

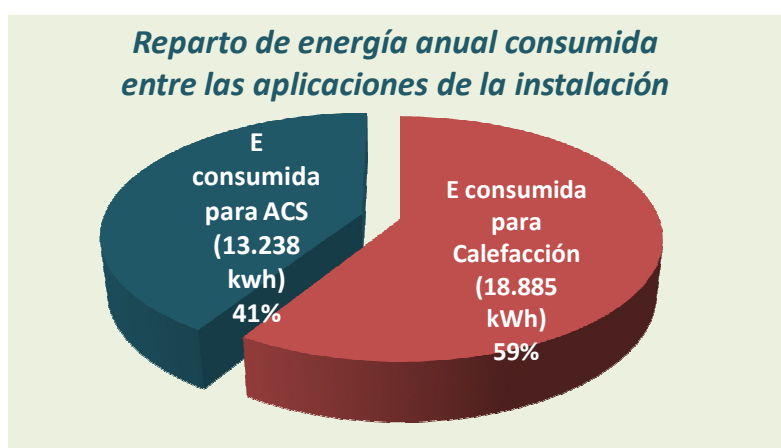


Gráfico 7.4: Reparto de la energía anual demandada por la instalación expresado en porcentaje.

<sup>18</sup> Es importante recalcar que el término “demanda total”, engloba únicamente la demanda de energía empleada para la producción de calor. Aparte de esta demanda, en una instalación común existen otras: la energía requerida para los aparatos eléctricos, electrodomésticos, bombas y motores de la instalación, etc.

<sup>19</sup> Se recuerda que la **demanda de calefacción** no es la demanda total del edificio sino **es únicamente la demanda de dos habitaciones**.

### 7.3 Esquema de la instalación

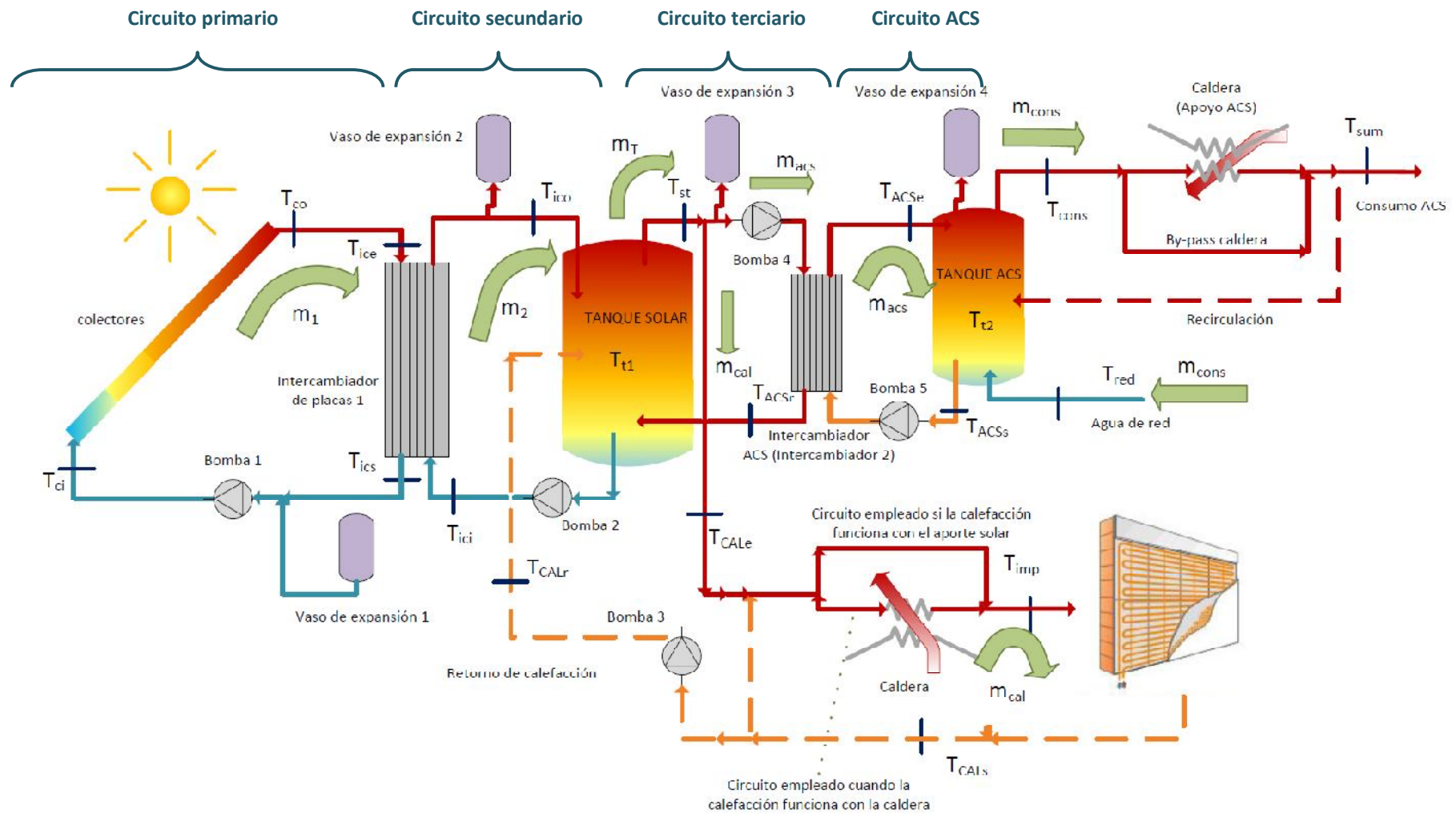


Figura 7.8: Esquema de la instalación para ACS y Calefacción.

## 7.4 Funcionamiento de la instalación

En el esquema se puede apreciar la existencia de diversos circuitos. Todas las variables utilizadas a lo largo del capítulo aparecen representadas en la **Figura 7.8**. Los colores indican el grado de calentamiento de las tuberías, siendo de color rojo las más calientes, el anaranjado las templadas y el azul, las más frías.

El intercambiador de placas 1 evitará el paso del fluido con anticongelante desde el circuito primario hacia el resto de los circuitos.

La existencia del intercambiador de placas 2 se justifica por la necesidad de separar el agua limpia destinada al consumo humano del resto de la instalación. El agua consumida se repondrá por la parte inferior del tanque, ya que es la parte más fría de éste.

Con líneas rojas discontinuas se marca el circuito de retorno que dirige el fluido desde el punto de consumo hasta el tanque solar. Éste circuito se empleará para realizar un tratamiento de legionelosis.

A lo largo del capítulo se explicará cada una de las partes con más detenimiento.

## 7.5 Balance energético de los principales componentes

### 7.5.1 Balance de energía en los colectores

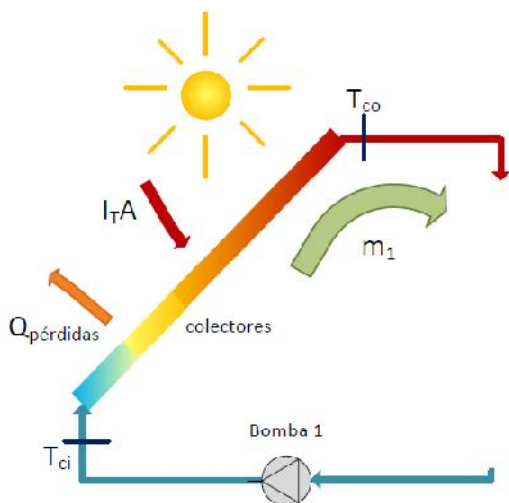


Figura 7.9: Esquema de los colectores.

$$\frac{dE_c}{dt} = 0 = I_T \cdot A_o - Q_{\text{pérdidas}} - \dot{m}_1 \cdot C_{p1} \cdot (T_{co} - T_{ci})$$

Ecuación 7.14

Puesto que el rendimiento se puede expresar como indica la **Ecuación 7.15** y el calor útil, como la **Ecuación 7.16**, el calor perdido se puede escribir en función del rendimiento del captador o lo que es lo mismo, en función de la recta de funcionamiento del colector.

$$\eta = \frac{Q_{\text{útil}}}{I_T \cdot A_o}$$

Ecuación 7.15

$$Q_{\text{útil}} = I_T \cdot A_o - Q_{\text{pérdidas}}$$

Ecuación 7.16

Así:

$$\begin{aligned} Q_{\text{pérdidas}} &= I_T \cdot A_o - Q_{\text{útil}} = I_T \cdot A_o - \eta \cdot I_T \cdot A_o \\ &= I_T \cdot A_o \cdot \left[ 1 - \left( \eta_o - k_1 \frac{(T_{ci} - T_{amb})}{I_T} - k_2 \frac{(T_{ci} - T_{amb})^2}{I_T} \right) \right] \end{aligned}$$

Ecuación 7.17

Donde  $k_1$  es la pendiente de la nueva recta de rendimiento del captador, es decir, la recta que incluye las pérdidas por el efecto del viento. El término de segundo grado de la curva lo despreciaremos ( $k_2 = 0$ ).

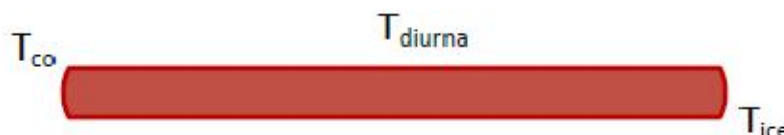
Si se introduce la **Ecuación 7.17** en la **Ecuación 7.14**, quedará la ecuación de la energía expresada en función de la radiación, el área, el rendimiento óptico, la temperatura ambiente ( $T_{diurna}$ ) y las temperaturas de entrada y salida del colector. Es la ecuación que se emplea en los programas de Mathcad, **ANEXO 14.2.3**.

$$I_T \cdot A_o - I_T \cdot A_o \cdot \left[ 1 - \left( \eta_o - k_1 \frac{(T_{ci} - T_{diurna})}{I_T} - k_2 \frac{(T_{ci} - T_{diurna})^2}{I_T} \right) \right] - \dot{m}_1 \cdot C_{p1} \cdot (T_{co} - T_{ci}) = 0$$

**Ecuación 7.18**

### 7.5.2 Balance de energía en la tubería de bajada

A la salida de los colectores, el fluido se habrá calentado, por lo que a su paso por las tuberías que lo trasladan hasta el intercambiador de placas 1, irá perdiendo calor (suponiendo que la temperatura  $T_{co} > T_{amb}$ ).



El balance de energía en la tubería será:

$$\dot{m}_1 \cdot C_{p1} \cdot (T_{co} - T_{ice}) = U_{tuberia.Ext} \cdot A_{tuberia.Ext.Sal} \cdot \Delta T_{lm,tuberia.Ext.Sal}$$

**Ecuación 7.19**

Donde:

$$\Delta T_{lm,tuberia.Ext.Sal} = \frac{(T_{co} - T_{diurna}) - (T_{ice} - T_{diurna})}{\ln \left( \frac{T_{co} - T_{diurna}}{T_{ice} - T_{diurna}} \right)}$$

**Ecuación 7.20**

El producto ( $U_{tuberia.Ext} \cdot A_{tuberia.Ext.Sal}$ ) se calcula mediante el circuito térmico de resistencias de la **Figura 7.10**.

Es importante mencionar, que la tubería pasa por dos zonas diferentes: la zona exterior (exterior del edificio) y otra zona interior (interior del edificio). No obstante, consideraremos para las pérdidas, únicamente la zona exterior, ya que las pérdidas serán mucho más significativas. Despreciaremos, por tanto, las pérdidas que se producen en la parte de la tubería que circula por el interior.

No hay que olvidar, que las pérdidas hacia el interior del edificio, son en realidad ganancias de calor para éste. Algo que es favorable para la calefacción.

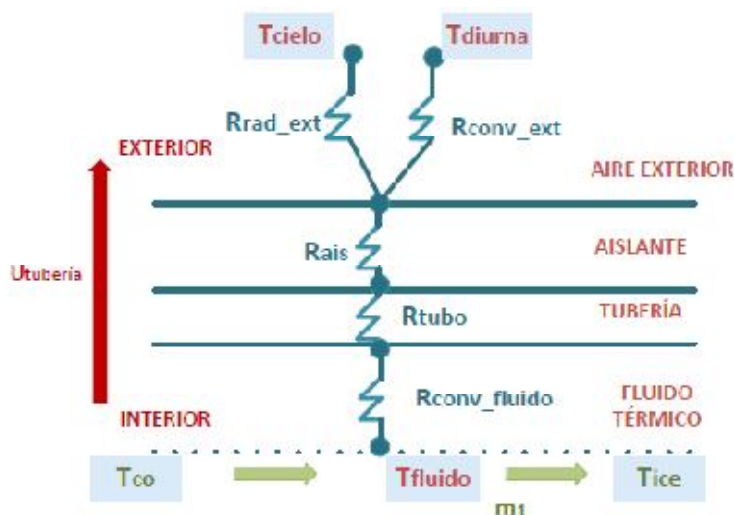


Figura 7.10: Circuito térmico de resistencias térmicas en la tubería de bajada.

Las ecuaciones empleadas para hallar cada una de las resistencias térmicas, desde el interior de la tubería hacia el exterior, se resumen a continuación:

► Resistencia de convección del fluido térmico.

Es la misma resistencia calculada en el apartado 5.4.1.8, por lo que tiene el mismo valor.

$$R_{\text{conv\_fluido}} = 65,467 \cdot 10^{-3} \frac{\text{K}}{\text{W}}$$

Ecuación 7.21

► Resistencia de conducción de la tubería de cobre.

$$R_{\text{cond}}^{\text{tubería}} = \frac{\ln\left(\frac{D_{\text{ext}}}{D_{\text{int}}}\right)}{2\pi \cdot L_{\text{tubo}} \cdot k_{\text{cobre}}} = 1,4707 \cdot 10^{-6} \frac{\text{K}}{\text{W}}$$

Ecuación 7.22

Donde:

- ✓  $D_{\text{ext}} = 28 \text{ mm}$
- ✓  $D_{\text{int}} = D_{\text{ext}} - 2 \cdot \text{espesor}(1 \text{ mm}) = 26 \text{ mm}$
- ✓  $L_{\text{tubo}} = 25 \text{ m}$
- ✓  $k_{\text{cobre}} = 401 \cdot \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}}$

► Resistencia de conducción del aislante que recubre la tubería.

$$R_{\text{cond}}^{\text{ais}} = \frac{\ln\left(\frac{D_{\text{ext}}}{D_{\text{int}}}\right)}{2\pi \cdot L_{\text{tubo}} \cdot k_{\text{cobre}}} \Bigg|_{\text{ais}} = 2,6235 \cdot 10^{-1} \frac{\text{K}}{\text{W}}$$

Ecuación 7.23

Donde:

- ✓  $D_{\text{ext}} = 28 \text{ mm} + 2 \cdot e_{\text{ais}}(35 \text{ mm}) = 98 \text{ mm}$
- ✓  $D_{\text{int}} = 28 \text{ mm}$
- ✓  $L_{\text{tubo}} = 25 \text{ m}$
- ✓  $k_{\text{ais}} = 0,038 \cdot \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}}$

► Resistencia de radiación exterior.

$$R_{\text{rad ext}} = \frac{1}{\varepsilon_{\text{tubería}} \cdot \sigma \cdot A_{\text{tubería}} \cdot [(T_{\text{tubería}})^2 + (T_{\text{cielo}})^2] \cdot (T_{\text{tubería}} + T_{\text{cielo}})}$$

Ecuación 7.24

- ✓  $\varepsilon_{\text{tubería}} = 0,85$ .
- ✓  $T_{\text{tubería}}$ , temperatura de la superficie más externa de la tubería (aislante).
- ✓  $T_{\text{cielo}}$ , se podrá calcular empleando la [Ecuación 5.10](#).
- ✓  $\sigma = 5,67 \cdot 10^{-8} \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}^4$ .
- ✓  $A_{\text{tubería}} = \pi \cdot L_{\text{tubo}} \cdot D_{\text{ext}}^{\text{ais}} = 6,1575 \text{ m}^2$

► Resistencia de convección exterior.

$$R_{\text{conv ext}} = \frac{T_{\text{tubería}} - T_{\text{cielo}}}{q} = \frac{1}{h_{\text{ext}} \cdot A_{\text{tubería}}} = \frac{1}{h_{\text{ext}} \cdot \pi \cdot L_{\text{tubo}} \cdot D_{\text{ext}}^{\text{ais}}} \left[ \frac{\text{K}}{\text{W}} \right]$$

Ecuación 7.25

$$h_{\text{ext}} = \frac{k_{\text{aire}} \cdot \text{Nu}}{L_{\text{tubería}}} \left[ \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}} \right]$$

Ecuación 7.26

Estimando el número de Nusselt según la [Ecuación 7.27](#), donde C y m, se elegirán para el cilindro circular en flujo cruzado, según la [Referencia \[21\]](#):

$$\text{Nu} = C \cdot \text{Re}^m \cdot \text{Pr}^{\frac{1}{3}}$$

Ecuación 7.27

- ✓  $C = 0,193$ .
- ✓  $m = 0,618$ .

El Re y Pr, se determinan con las ecuaciones [Ecuación 5.15](#) y [Ecuación 5.16](#).



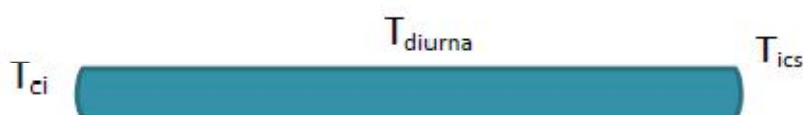
Los valores de la cada una de las resistencias para cada mes se pueden ver en la **Tabla 7.23**.

RESISTENCIAS TÉRMICAS DE LA TUBERÍA DE BAJADA DEL CIRCUITO PRIMARIO									
Mes	$R_{conv}$ fluido $\cdot 10^{-3}$ [K/W]	$R_{cond}$ tubería $\cdot 10^{-6}$ [K/W]	$R_{cond\ aisla}$ $\cdot 10^{-1}$ [K/W]	$R_{conv\ ext}$ $\cdot 10^{-3}$ [K/W]	$R_{rad}$ $\cdot 10^{-2}$ [K/W]	$R_{conv\ ext}$ // $R_{rad}$ $\cdot 10^{-3}$ [K/W]	$U_{tubería} \cdot A$ = $1/\sum R_i$ [W/K]	$A_{ext\ cilindro}$ [m <sup>2</sup> ]	$U_{tubería}$ $\cdot 10^{-1}$ [W·m <sup>2</sup> /K]
Ene	4,5896	1,4707	2,6235	6,2369	4,1417	5,4206	3,6716	6,1575	5,9628
Feb				6,2369	4,0548	5,4054	3,6718		5,9632
Mar				5,7818	3,8281	5,0231	3,6770		5,9716
Abril				6,3222	3,7806	5,4164	3,6717		5,9629
May				6,3222	3,5963	5,3769	3,6722		5,9638
Jun				6,2369	3,3532	5,2587	3,6738		5,9664
Jul				6,2369	3,2661	5,2368	3,6741		5,9669
Agos				6,0750	3,2787	5,1253	3,6756		5,9693
Sept				6,5975	3,4435	5,5367	3,6701		5,9603
Oct				5,7818	3,6776	4,9963	3,6774		5,9721
Nov				6,7995	3,9767	5,8067	3,6664		5,9544
Dic				6,6965	4,1479	5,7657	3,6670		5,9553

**Tabla 7.23:** Resistencias térmicas de la tubería del circuito primario.

### 7.5.3 Balance de energía en la tubería de subida

De igual modo que en la tubería del apartado anterior, la temperatura a la salida del intercambiador de calor ( $T_{ics}$ ), es superior a la temperatura con la que el fluido llega a la entrada del captador. Se debe, a que se pierde calor a lo largo de la tubería.



El balance de energía es similar al caso anterior:

$$\dot{m}_1 \cdot C_{p1} \cdot (T_{ics} - T_{ci}) = U_{tubería.Ext} \cdot A_{tubería.Ext.Ent} \cdot \Delta T_{lm_{tubería.Ext.Ent}}$$

**Ecuación 7.28**

Donde:

$$\Delta T_{lm_{tubería.Ext.Ent}} = \frac{(T_{ics} - T_{diurna}) - (T_{ci} - T_{diurna})}{\ln \left( \frac{T_{ics} - T_{diurna}}{T_{ci} - T_{diurna}} \right)}$$

**Ecuación 7.29**

El producto ( $U_{tubería.Ext} \cdot A_{tubería.Ext.Ent}$ ) se calcula mediante el circuito térmico de resistencias de **Figura 7.11**.

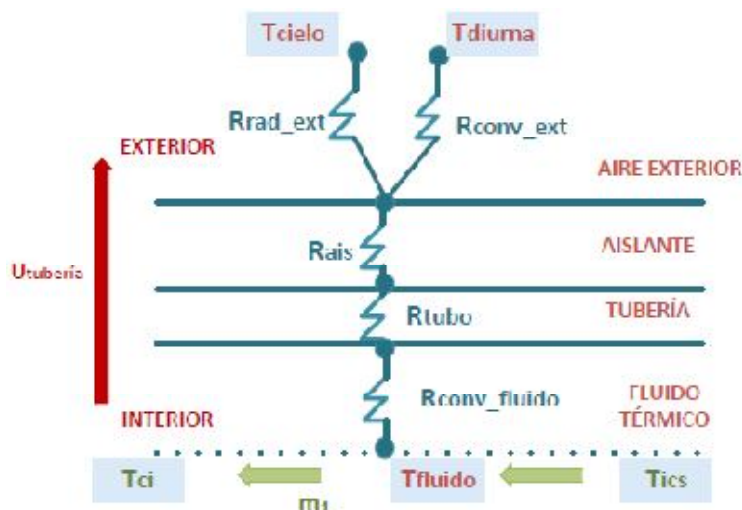


Figura 7.11: Circuito de resistencias térmicas en la tubería de subida.

significativamente al coeficiente total de transmisión de calor ( $U_{\text{tubería.Ext}}$ ).

También se despreciarán las pérdidas de calor que se producen en el interior del edificio.

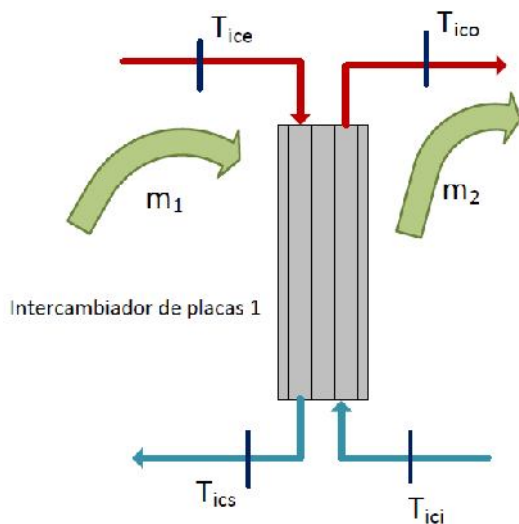
Las ecuaciones y valores de las resistencias son los mismos que en la tubería de bajada.

Podremos tomar los mismos, porque se ha comprobado que unos valores diferentes de los parámetros de que dependen las diferentes resistencias, no afectan demasiado a los resultados.

Por ver un ejemplo, en el caso de la resistencia térmica de conducción, la longitud de la tubería será otro, pero tiene un valor tan pequeño ( $\approx 1 \cdot 10^{-6}$ ), que modificarla, no afecta

#### 7.5.4 Balance de energía en el intercambiador de calor solar (Intercambiador 1)

Se considera un intercambiador de placas simétrico, por lo que el caudal a ambos lados del intercambiador es el mismo.



$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2$$

Ecuación 7.30

El balance de energía será:

$$\dot{m}_1 \cdot C_{p1} \cdot (T_{ice} - T_{ics}) = \dot{m}_2 \cdot C_{p2} \cdot (T_{ico} - T_{ici})$$

Ecuación 7.31

Y la eficiencia de este componente se define como:

$$\epsilon_{IC1} = \frac{\dot{m}_2 \cdot C_{p2} \cdot (T_{ico} - T_{ici})}{C_{min} \cdot (T_{ice} - T_{ici})}$$

Ecuación 7.32

Siendo,

$$C_{min} = \min(\dot{m}_1 \cdot C_{p1}, \dot{m}_2 \cdot C_{p2})$$

Ecuación 7.33

### 7.5.5 Balance de energía en el tanque solar (Tanque 1)

En el tanque solar, entran varios caudales: el caudal que circula por el circuito secundario  $\dot{m}_2$ , el caudal que retorna de la calefacción,  $\dot{m}_{\text{CAL}}$  y el caudal que retorna al tanque tras salir del intercambiador de calor 2.

Hoy en día, los tanques de almacenamiento cuentan con sistemas que permiten la entrada de los caudales de un modo que no altere la estratificación. Así, cuentan con sensores de temperatura que miden la temperatura del flujo que llega al tanque y se inserta éste al interior del tanque a una altura en la que la temperatura del fluido almacenado en él, es coincidente. Consiguiendo así, que no se pierda la correcta estratificación.

Esto ocurre con los flujos que entran en el tanque  $\dot{m}_{\text{CAL}}$  y  $\dot{m}_{\text{ACS}}$ . El caudal  $\dot{m}_2$ , se incorpora al tanque por la parte superior, que es la parte del tanque donde el fluido almacenado se encuentra a mayor temperatura.

Aunque en la realidad los caudales se incorporan al tanque de la manera descrita, para facilitar los balances de energía, supondremos, que el  $\dot{m}_{\text{CAL}}$  y  $\dot{m}_{\text{ACS}}$ , se unirán antes de entrar al tanque, suponiendo su suma  $\dot{m}_T$ , que se encontrará a una temperatura media  $T_{\text{et}}$ .

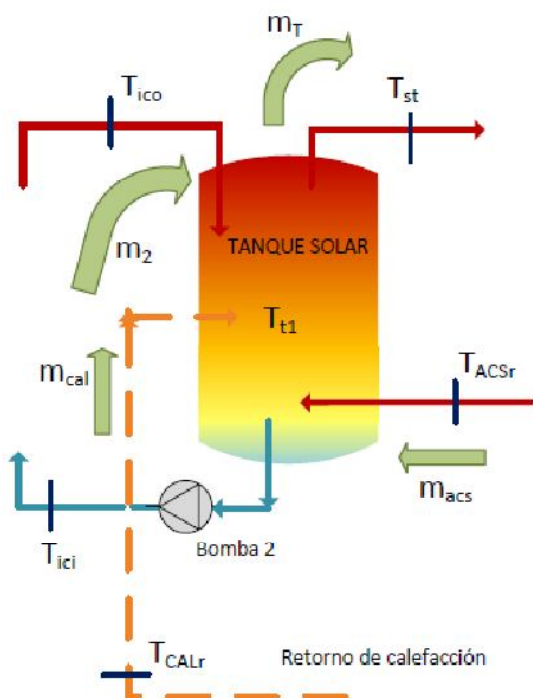


Figura 7.13: Flujos de caudal reales en el tanque solar.

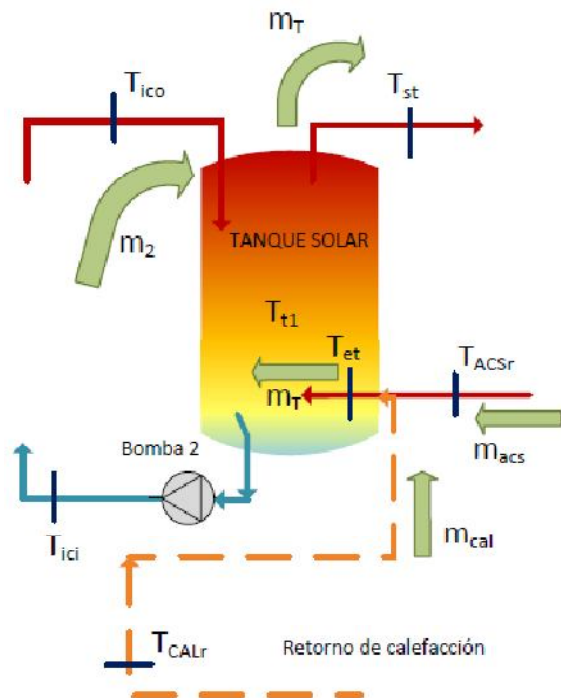


Figura 7.12: Flujos de caudal simplificados para realizar el balance de energía en el tanque solar.

El balance de energía en el tanque solar es:

$$\dot{m}_2 \cdot C_{p2} \cdot (T_{\text{ico}} - T_{\text{ici}}) = \dot{m}_T \cdot C_{p3} \cdot (T_{\text{st}} - T_{\text{et}})$$

Ecuación 7.34

$$\dot{m}_T = \dot{m}_{\text{ACS}} + \dot{m}_{\text{CAL}}$$

Ecuación 7.35

$$T_{et} \cdot \dot{m}_T = T_{ACSr} \cdot \dot{m}_{ACS} + T_{CALr} \cdot \dot{m}_{CAL}$$

Ecuación 7.36

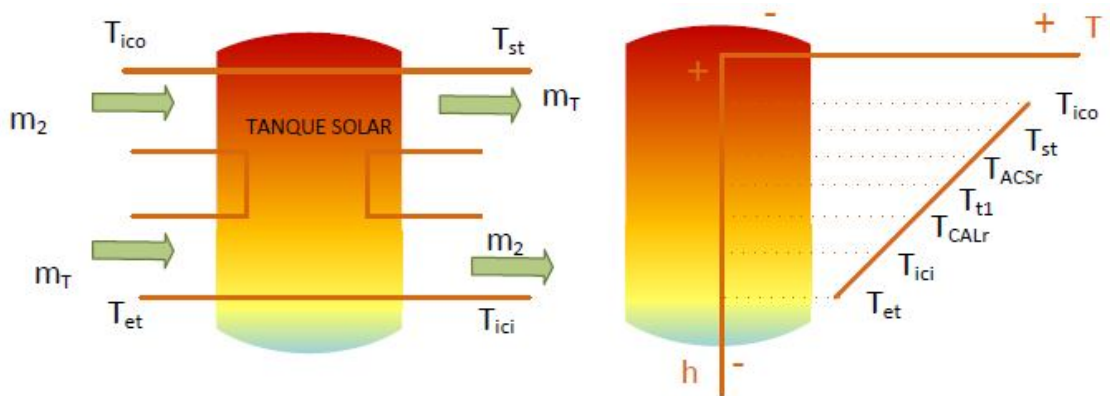


Figura 7.14: Estratificación del tanque.

$$\dot{m}_2 \cdot C_{p2} \cdot T_{ico} + \dot{m}_T \cdot C_{p3} \cdot T_{st} = (\dot{m}_2 + \dot{m}_T) \cdot C_{p2} \cdot T_{t1}$$

Ecuación 7.37

$$T_{t1} = \frac{\dot{m}_2 \cdot T_{ico} + \dot{m}_T \cdot T_{st}}{\dot{m}_2 + \dot{m}_T}$$

Ecuación 7.38

La temperatura de salida del tanque estará entre la temperatura del tanque y la temperatura  $T_{ico}$ :

$$T_{st} = T_{t1} + T_{ico} - T_{t1} \cdot E_{t1}$$

Ecuación 7.39

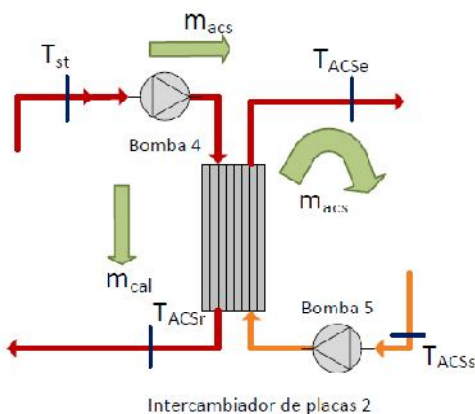
El grado de estratificación estará comprendido entre 0 y 1. Siendo  $E_{t1} = 0$ , un tanque sin estratificación.

Despejando  $E_{t1}$  de la Ecuación 7.39:

$$E_{t1} = \frac{T_{st} - T_{t1}}{T_{ico} - T_{t1}}$$

Ecuación 7.40

### 7.5.6 Balance de energía en el intercambiador de calor ACS (Intercambiador 2)



El balance en el intercambiador 2, es similar al intercambiador 1, simplemente considerando las temperaturas que tenemos en él.

$$\dot{m}_{ACS} = \dot{m}_{CAL}$$

Ecuación 7.41

El balance de energía será:

$$\dot{m}_{ACS} \cdot C_{pACS} \cdot (T_{st} - T_{ACSr}) = \dot{m}_{ACS} \cdot C_{pACS} \cdot (T_{ACSe} - T_{ACSs})$$

Ecuación 7.42

Y la eficiencia de este componente se define como:

$$\varepsilon_{IC2} = \frac{\dot{m}_{ACS} \cdot C_{pACS} \cdot (T_{st} - T_{ACsR})}{\dot{m}_{ACS} \cdot C_{pACS} \cdot (T_{st} - T_{ACsS})}$$

Ecuación 7.43

### 7.5.7 Balance de energía en el tanque ACS (Tanque 2)

$$\dot{m}_{ACS} \cdot C_{pACS} \cdot (T_{ACSe} - T_{ACsS}) = \dot{m}_{cons} \cdot C_{pcons} \cdot (T_{cons} - T_{red})$$

Ecuación 7.44

$$\dot{m}_{ACS} \cdot C_{pACS} \cdot T_{ACSe} + \dot{m}_{cons} \cdot C_{pcons} \cdot T_{red} = (\dot{m}_{ACS} + \dot{m}_{cons}) \cdot C_{pcons} \cdot T_{t2}$$

Ecuación 7.45

$$T_{t2} = \frac{\dot{m}_{ACS} \cdot T_{ACSe} + \dot{m}_{cons} \cdot T_{red}}{(\dot{m}_{ACS} + \dot{m}_{cons})}$$

Ecuación 7.46

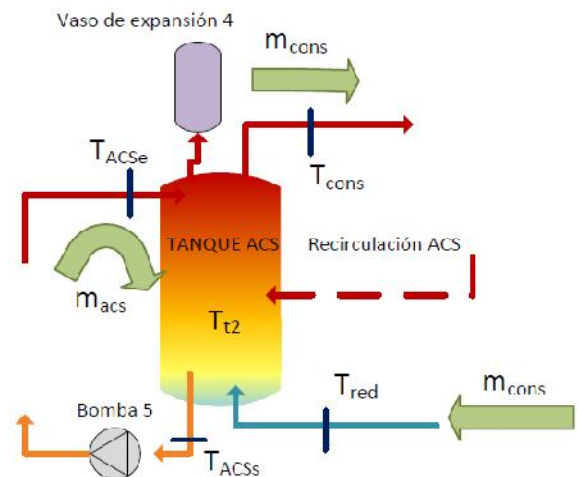
$$T_{cons} = T_{t2} + T_{ACSe} - T_{t2} \cdot E_{t2}$$

Ecuación 7.47

$$E_{t2} = \frac{T_{cons} - T_{t2}}{T_{ACSe} - T_{t2}}$$

Ecuación 7.48

Este tanque podría suponerse bien mezclado por su reducido tamaño en comparación con el tanque solar ( $E_{t2} = 0$ ). Sin embargo, le daremos un valor superior a cero.



### 7.5.8 Balance de energía en el circuito de calefacción

$$\dot{m}_{CAL} \cdot C_{p3} \cdot (T_{imp} - T_{CALr}) = U_{medio} \cdot A_{techo\_suelo} \cdot \frac{(T_{imp} - T_{confort}) - (T_{CALr} - T_{confort})}{\ln \left( \frac{T_{imp} - T_{confort}}{T_{CALr} - T_{confort}} \right)}$$

Ecuación 7.49

Tal y como se puede ver en la Ecuación 7.14, la temperatura de impulsión y la temperatura de salida del tanque será la misma en el caso de que la instalación esté funcionando mediante el calor solar, que es el caso de estudio. En el caso de que funcionara con la caldera, no serían iguales.

$$T_{imp} = T_{st}$$

Ecuación 7.50

## 7.6 Simulación del funcionamiento de la instalación de ACS y Calefacción

Partiendo de los datos climáticos de Segovia (radiación, horas de sol, temperatura diurna, etc.), el número de colectores (que será de 10, como vimos anteriormente) y las ecuaciones del balance de energía conseguiremos realizar una simulación del posible funcionamiento de la instalación.

Las pérdidas por el efecto del viento serán tenidas en cuenta mediante la utilización de la nueva recta de rendimiento hallada en capítulos pasados.

A pesar de no ser totalmente fiel a la realidad, servirá para hacernos una idea del funcionamiento real de la instalación. Un estudio más exhaustivo requeriría emplear datos diarios en lugar de medias mensuales para todas las variables implicadas.

El programa realizado para la simulación del funcionamiento se encuentra anexo en el [apartado 14.2.3](#). El resultado de la simulación será:

- Conocer las temperaturas en los diferentes puntos de la instalación ([Tabla 7.24](#) Tabla 7.24: Solución de incógnitas. La instalación atiende la demanda de ACS y la demanda de Calefacción.
- Determinar la fracción solar conseguida tanto para ACS como para Calefacción.

Algunos de los caudales ( $\dot{m}_1$ ,  $\dot{m}_2$ ,  $\dot{m}_{\text{cons}}$ ) son conocidos, bien por ser función del número de colectores (que es el caso de  $\dot{m}_1$  y  $\dot{m}_2$ ) o por ser función de la demanda de ACS, como lo es  $\dot{m}_{\text{cons}}$ .

El programa del anexo está realizado de tal forma, que es necesario fijar el resto de los caudales a un determinado valor constante para todos los meses. Introducir vectores de caudales (valores que serán datos en el programa) cuyos caudales sean distintos mes a mes resulta muy complicado. Ya que fijar erróneamente el valor del caudal para un determinado mes tendrá repercusiones negativas en todo el programa.

Por esta razón, se modificará el programa mencionado de manera que funcione libremente para cada mes y nos permita jugar fácilmente con los valores.

De esta manera, se consigue fijar los caudales a unos valores que optimicen y consigan resultados correctos para el resto de variables (temperaturas).

Los valores asignados a estos parámetros y las soluciones obtenidas a las incógnitas mes a mes están recopilados en la [Tabla 7.24](#).

Las filas sombreadas en color verde claro, son valores fijados para la simulación (no son incógnitas). Por el contrario, las filas anaranjadas son las soluciones a las incógnitas.

Como se puede ver, las temperaturas de los diferentes puntos de la instalación disminuyen según nos alejamos de la zona de los captadores. Siendo las más elevadas las temperaturas alcanzadas a la salida de los colectores,  $T_{\text{co}}$ , (especialmente durante los meses de verano, en los que se alcanzan temperaturas cercanas a las 110 °C).

Las pérdidas de calor que se tienen en las tuberías, no tienen gran importancia. La disminución de la temperatura del fluido térmico desde la salida de los colectores hasta la llegada al intercambiador 1, es del orden de 0,1 °C. En el [Gráfico 7.6](#), sólo está representada  $T_{\text{co}}$  para evitar el solapamiento de ambas curvas ( $T_{\text{co}}$  y  $T_{\text{ice}}$ ).

En los meses de verano la radiación recibida por los colectores es mayor que durante los meses de invierno. Por otra parte, la demanda de calor necesaria en verano es inferior a los meses más fríos, ya que durante estos meses sólo existe demanda de calor para ACS, el circuito de Calefacción se encuentra desconectado. Existe por tanto un desajuste entre la demanda y el calor recibido durante los meses más calurosos.

El desajuste se traduce en valores altos para  $f_{ACS}$  ( $> 1$ ) y  $f_{CAL} = 0$  durante los meses de Junio, Julio y Agosto. La normativa vigente establece dos condiciones en cuanto al valor de  $f_{ACS}$ :

- ✓ No se excederá de  $f_{ACS} = 1$  en más de tres meses consecutivos.
- ✓ No se sobrepasará el valor de  $f_{ACS} \geq 1,1$  en ningún caso durante ningún mes.

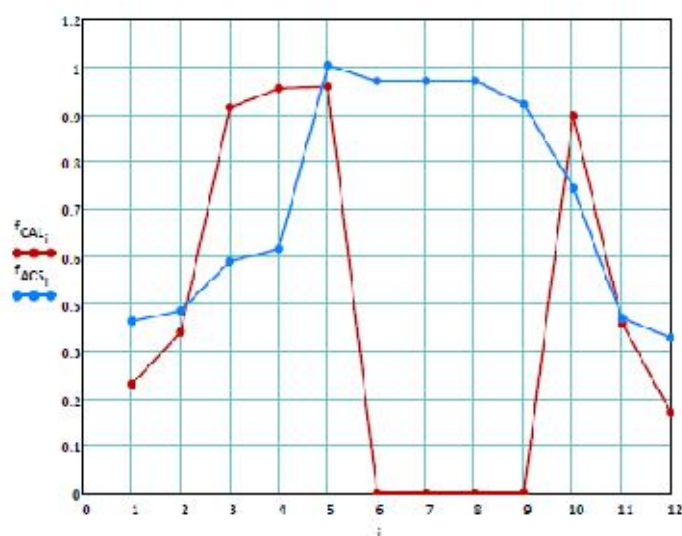
Para evitar que estas dos condiciones se produzcan en la instalación, se ha optado por añadir un circuito adicional, que evacuará el calor sobrante de los meses de verano hacia la piscina de la cubierta.

Así, durante el verano, la instalación será capaz de cubrir el 100% de la demanda de ACS ( $f_{ACS} = 1$ ) y el calor sobrante, que llamaremos  $Q_{piscina}$  será transferido hacia el agua de la piscina. Esto supondrá incluso una ventaja. Las temperaturas nocturnas en Segovia, que se alcanzan en verano son relativamente bajas, con lo que, añadir calor a la piscina, aumentará la temperatura media del agua, haciendo más confortable su uso por los ocupantes del edificio.

En los meses invernales, la demanda simultánea de ACS y Calefacción provoca que la instalación no sea capaz de abastecer el 100 % de la demanda. No obstante, se puede ver en el [Gráfico 7.6](#), que  $f_{ACS} > 0,5$  para casi la totalidad de los meses del año. Con lo que la fracción solar media conseguida para ACS supera el mínimo exigido por el PCT ( $f_{ACS,medio}^{mínima} = 0,5$ ). Se recuerda que a pesar de que la demanda de ACS es la total del edificio, la demanda de calefacción supone sólo una parte de la demanda total (se calefactan dos habitaciones).

$$f_{ACS}^{medio} = 0,517 > f_{ACS,medio}^{mínima} = 0,5$$

En el caso de la calefacción, la normativa no exige un valor medio mínimo de  $f_{CAL}$ . Sin embargo, nos interesará que sea lo más alto posible, ya que, cuanto mayor sea mayores ahorros económicos supondrán debido a un menor consumo de energía auxiliar. Según se puede ver en el [Gráfico 7.5](#), la fracción solar conseguida para Calefacción aumenta para los meses más cercanos al verano y disminuye en los más fríos.



**Gráfico 7.5:** Representación de la contribución solar obtenida en de ACS y Calefacción para cada mes.

RESOLUCIÓN DE INCÓGNITAS PARA LA SIMULACIÓN DE ACS + CALEFACCIÓN													
VARIABLE	UNIDAD	Enero	Febrer	Marzo	Abril	Mayo	Junio	Julio	Agosto	Septiem	Octubr	Noviem	Diciemb
$m_1$	[kg/s]	0,3060	0,3060	0,3060	0,3060	0,3060	0,3060	0,3060	0,3060	0,3060	0,3060	0,3060	0,3060
$m_2$	[kg/s]	0,3060	0,3060	0,3060	0,3060	0,3060	0,3060	0,3060	0,3060	0,3060	0,3060	0,3060	0,3060
$m_T$	[kg/s]	0,2448	0,2448	0,2448	0,2448	0,2448	0,306	0,306	0,306	0,2448	0,2448	0,2448	0,2448
$m_{cons}$	[kg/s]	0,0171	0,0147	0,0140	0,0140	0,0134	0,0131	0,0116	0,0102	0,0124	0,0128	0,0156	0,0176
$m_{ACS}$	[kg/s]	0,1454	0,1247	0,1189	0,1683	0,2275	0,3060	0,3060	0,3060	0,2163	0,2170	0,1325	0,1496
$m_{CAL}$	[kg/s]	0,0994	0,1201	0,1259	0,0765	0,0173	0	0	0	0,0285	0,0278	0,1123	0,0952
$T_{ci}$	[°C]	30,68	32,83	41,74	43,11	66,03	96,39	105,52	106,32	61,36	50,00	32,89	27,99
$T_{co}$	[°C]	34,16	36,81	48,05	48,83	71,28	100,42	109,47	109,89	67,52	54,59	36,80	30,76
$T_{ics}$	[°C]	30,72	32,87	41,79	43,16	66,11	96,50	105,64	106,44	61,42	50,06	32,93	28,02
$T_{ice}$	[°C]	34,11	36,76	47,99	48,77	71,20	100,30	109,34	109,76	67,45	54,52	36,75	30,72
$T_{ico}$	[°C]	31,58	33,86	43,36	44,58	67,40	97,47	106,58	107,28	62,95	51,19	33,90	28,71
$T_{ici}$	[°C]	28,46	30,28	37,65	39,42	62,72	93,97	103,18	104,23	57,40	47,08	30,38	26,22
$T_{t1}$	[°C]	28,98	30,88	38,60	40,28	63,50	94,67	103,86	104,84	58,33	47,76	30,97	26,64
$T_{st}$	[°C]	29,63	31,62	39,79	41,35	64,47	95,37	104,54	105,45	59,48	48,62	31,70	27,15
$T_{et}$	[°C]	25,72	27,15	32,65	34,90	58,62	91,87	101,14	102,40	52,55	43,48	27,30	24,05
$T_{ACSr}$	[°C]	26,88	28,77	36,28	38,83	61,42	91,87	101,14	102,40	56,79	46,40	29,06	24,67
$T_{ACSe}$	[°C]	29,32	31,31	39,40	41,07	64,13	94,98	104,16	105,11	59,18	48,37	31,41	26,88
$T_{ACSs}$	[°C]	26,58	28,46	35,89	38,55	61,08	91,48	100,77	102,06	56,49	46,15	28,76	24,40
$T_{t2}$	[°C]	26,66	28,54	35,99	38,61	61,13	91,52	100,80	102,08	56,53	46,18	28,84	24,47
$T_{cons}$	[°C]	27,32	29,23	36,84	39,22	61,88	60,00	60,00	60,00	57,19	46,73	29,48	25,07
$T_{imp}$	[°C]	29,63	31,62	39,79	41,35	64,47	-	-	-	59,48	48,62	31,70	27,15
$T_{st2}$	[°C]	-	-	-	-	-	92,39	101,64	102,84	-	-	-	-
$T_{CALr}$	[°C]	24,020	25,462	29,213	26,202	21,096	-	-	-	20,036	20,374	25,231	23,058
$Q_{piscina}$	[W]	-	-	-	-	-	1506,46	1745,77	1550,07	-	-	-	-
$f_{ACS}$	[-]	0,416	0,441	0,563	0,593	1,038	1	1	1	0,944	0,74	0,424	0,376
$f_{CAL}$	[-]	0,264	0,39	0,937	0,982	0,986	0	0	0	1,067	0,916	0,411	0,195

Tabla 7.24: Solución de incógnitas. La instalación atiende la demanda de ACS y la demanda de Calefacción.



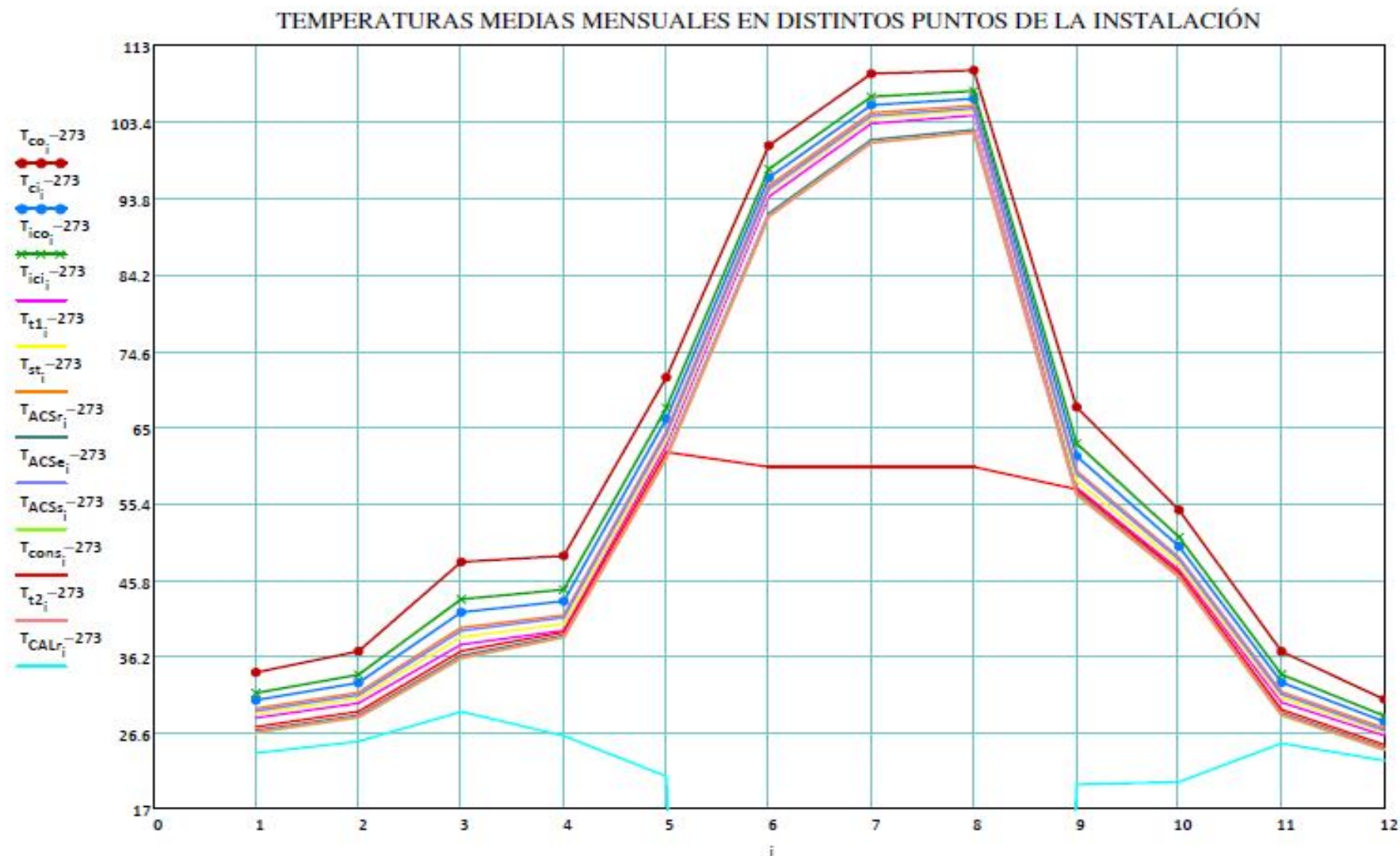


Gráfico 7.6: Representación de las temperaturas medias mensuales en los distintos puntos de la instalación (ACS y Calefacción).

## 7.7 Diseño de los componentes de la instalación

En esta parte del capítulo diseñaremos uno a uno los diferentes sistemas que componen la instalación. Se buscarán los componentes más apropiados para cada sistema: deben ser capaces de adecuarse a la edificación estudiada para la aplicación conjunta de ACS y Calefacción y además, deberán cumplir la normativa vigente, características dadas por el PCT.

En el mercado se pueden encontrar números fabricantes de los componentes que requeriremos: caldera, intercambiadores, tanques de acumulación, etc. En general, muchas de estas empresas permiten acceder a la mayor parte de su información técnica, que nos ayudará en el correcto dimensionamiento, con lo que se adjuntará en el **ANEXO 14.4**, la mayor parte de las hojas de características de los elementos seleccionados.

### 7.7.1 Sistema de captación

Atender la demanda conjunta de ACS y Calefacción para todo el edificio requeriría una elevada superficie de captadores. En ocasiones no siempre es posible instalar todos los colectores que nos gustaría, sino que dependemos enormemente de las características de la cubierta.

En el caso analizado, nos encontramos con una cubierta adaptada para el uso humano, repleta de jardines y piscina. Eso nos reducirá de forma importante el espacio disponible para instalar los colectores.

Existen soluciones que ampliarían la superficie, como por ejemplo, la instalación de pérgolas (elemento estructural conformado por columnas que soportan vigas longitudinales). Nos permitirían ampliar el área y poder utilizar el espacio disponible que queda debajo de ellas. Puesto que las cubiertas son ajardinadas, y esta característica lleva consigo otras ventajas analizadas anteriormente, no se ha optado por el uso de pérgolas.

#### 7.7.1.1 Superficie disponible para los captadores solares

Las características de la edificación no nos permitirán colocar colectores en sobre toda la cubierta del edificio. Gran parte de la cubierta, es transitable y destinada a jardines, otra parte, se encuentra ocupada con la piscina. Por lo que, la superficie disponible para la instalación de paneles será la cubierta de la tercera planta: habitación 2 (perteneciente al Dúplex 2) y el ático (perteneciente a la vivienda 2) (ver **ANEXO 14.3.5**.)

Debido a que el área cubierta por paneles no será muy grande, debemos elegir únicamente algunas dependencias dentro de las viviendas que serán calefactadas mediante la instalación solar. La elección de las zonas a calefactar se hace completamente al azar.

**Así, los captadores atenderán la demanda de ACS de todo el edificio y la demanda de calefacción de las habitaciones de la tercera planta** (que son las habitaciones en cuya cubierta están instalados los paneles).

Dadas las dimensiones de la cubierta de la habitación 2, de la cubierta del ático y del panel unitario elegido, podremos instalar en cada cubierta 5 colectores, tal y como se indica en la **Figura 7.17**.

En el apartado siguiente (**7.7.1.2**), vamos a estudiar si es posible instalar más de una fila en cada una de las cubiertas.

### 7.7.1.2 Filas de colectores. Distancia mínima entre filas

El principal problema que se encuentra en cuanto a la disposición de los colectores en varias filas, es la sombra que la primera fila proyecta sobre la fila que sigue. Para evitar este efecto, se debe dejar una distancia mínima entre filas consecutivas de captadores.

En el ANEXO VI.5, del PCT, se especifica el cálculo de esta distancia mínima (d).

La primera fila de colectores supone un obstáculo, de altura h, para la siguiente fila de colectores. La distancia d, medida sobre la horizontal, entre una fila de captadores y un obstáculo, de altura h, que pueda producir sombras sobre la instalación deberá garantizar un mínimo de 4 horas de sol en torno al mediodía del solsticio de invierno. Esta distancia d, será superior al valor obtenido por la expresión:

$$d = \frac{h}{\tan(61^\circ - \text{latitud})}$$

Ecuación 7.51

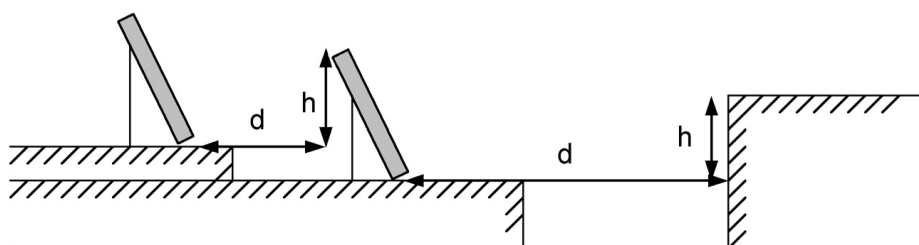
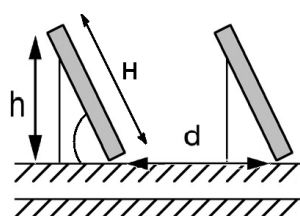


Figura 7.15: Ejemplos de "d" y "h" para diferentes obstáculos. FUENTE: PCT.



$$\alpha = 34^\circ \text{ y } H (\text{colector}) = 2,205 \text{ m} \rightarrow h = H \cdot \sin \alpha = 1,233 \text{ m}$$

Ecuación 7.52

Para una latitud de  $41^\circ$ , la distancia mínima entre filas debe ser:

$$d = 3,3388 \text{ m.}$$

Figura 7.16: "h", "H" y "d" para nuestro obstáculo.

Las dimensiones de las cubiertas no permiten instalar varias filas de colectores evitando sombras, por lo que, se instalará finalmente, una única fila de 5 captadores en cada una de las dos cubiertas.

En la **Figura 7.17**, se puede ver la disposición de los colectores sobre la cubierta. El circuito primario se dividirá en dos partes al llegar a la cubierta. Cada parte se dirigirá hacia cada una de las cubiertas (Habitación 2 y Ático). El color azul indica el retorno de los colectores y el rojo, la salida de del fluido de ellos.

El conexionado de cada fila de captadores se detalla en la **Figura 7.18**. Los colectores se alimentan por los tubos horizontales inferiores y desde ellos se reparte el fluido hacia los tubos verticales. La tubería horizontal superior recogerá el fluido caliente para dirigirlo hacia la entrada del intercambiador de calor 1.

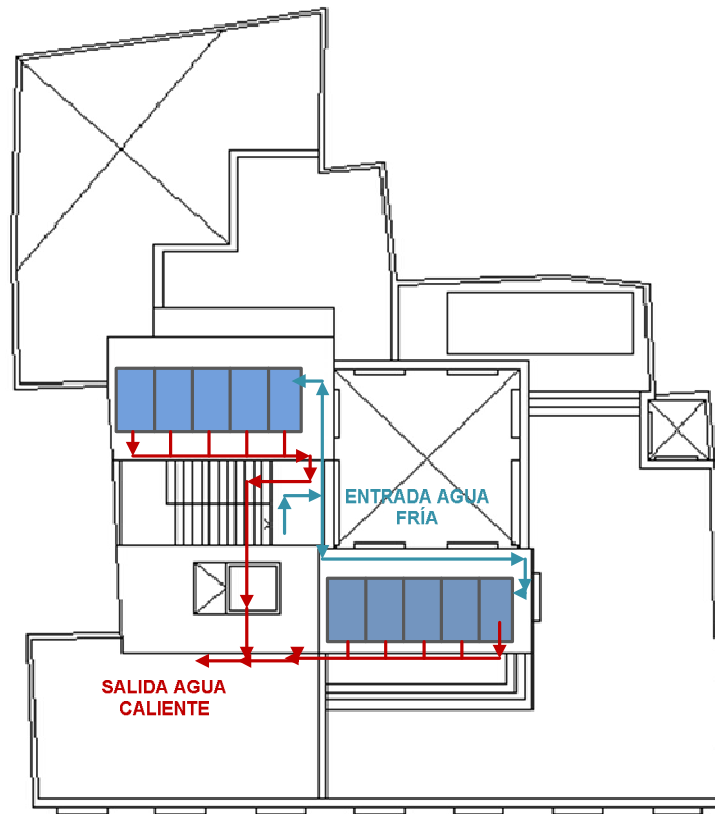


Figura 7.17: Ubicación de los 10 captadores y sus conexiones en la cubierta del edificio.

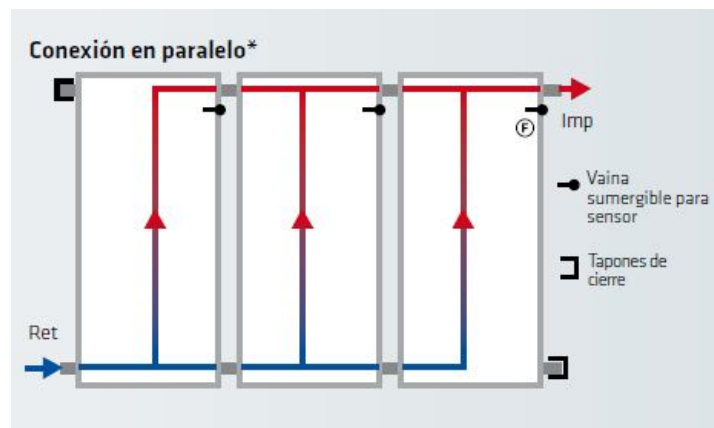


Figura 7.18: Detalle del conexionado de los colectores.

El modelo elegido de captador es ***Isotherm Plus***.

### 7.7.2 Sistema de acumulación

Un sistema de acumulación pura, sería aquel en el que la preparación tiene lugar exclusivamente durante las horas nocturnas, por lo que no habría recuperación durante las horas en las que se produce el consumo.

Por lo tanto, cuando hablemos del “sistema de acumulación”, a lo que nos referimos realmente es a un **sistema de semi-acumulación**, en el que la preparación de ACS tiene lugar durante todas las horas del día, incluidas las de consumo, y, por tanto, hay recuperación.

Para diseñar nuestro sistema de acumulación tenemos que tener en cuenta las grandes fluctuaciones que sufre la demanda de agua caliente a lo largo del día. El caudal instantáneo varía de forma extremadamente brusca de un instante a otro. Su distribución en el tiempo depende de los hábitos y actividad de los usuarios de la vivienda, acentuándose durante los fines de semana.

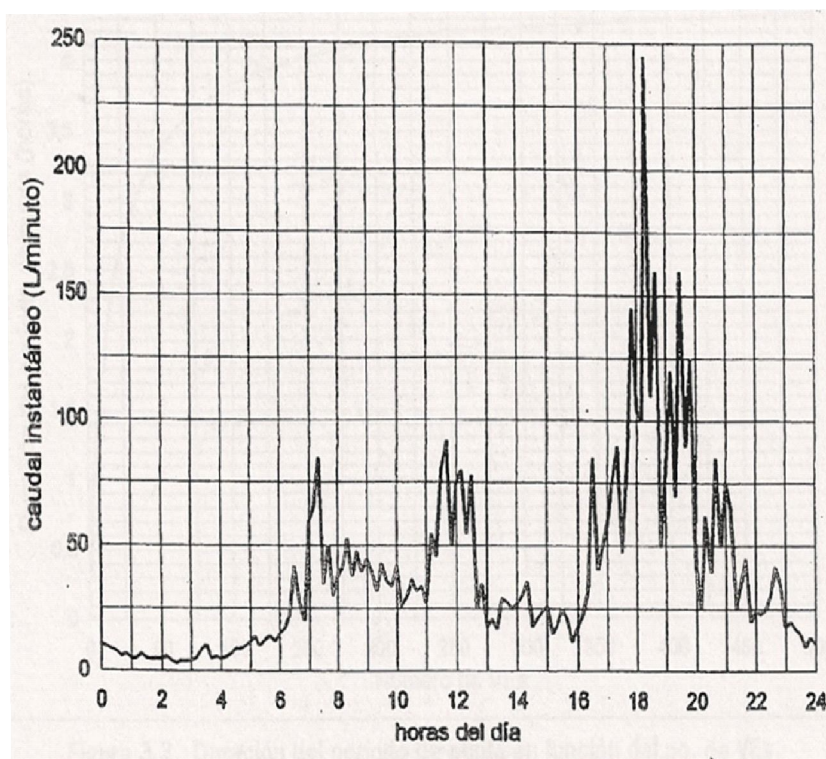
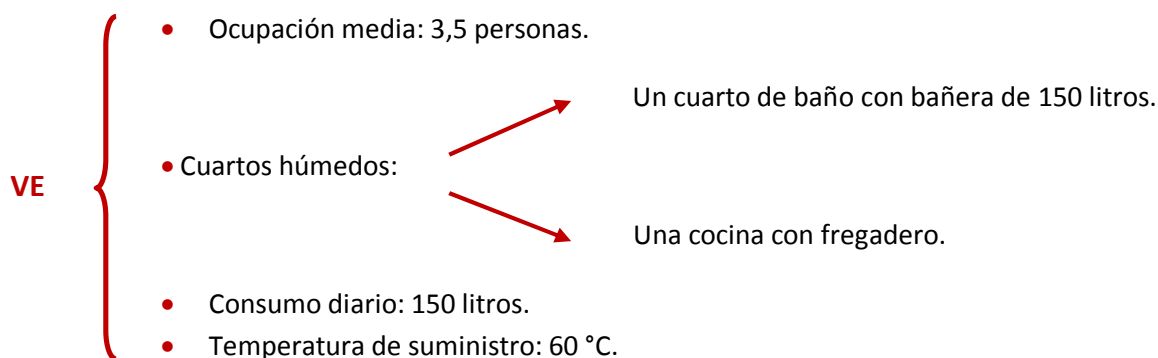


Gráfico 7.7: Variación del caudal instantáneo en un edificio de viviendas en un día laboral. FUENTE: Referencia [16].

Las zonas determinantes para el dimensionamiento del sistema de preparación serán las zonas de demanda instantánea elevada. La instalación tendrá que ser capaz de satisfacer esa demanda.

El consumo máximo diario, representa el 75 % del consumo total en un día y tiene lugar entre las 17 y 20 horas del día. Evidentemente el sistema que sea capaz de satisfacer la demanda en este período de máximo consumo podrá hacer frente a las demandas en otros momentos del día.

Una vivienda estándar tiene las siguientes características:



Puesto que nuestra edificación no tiene estas características debemos aplicar unos coeficientes multiplicadores para las diferentes viviendas que lo componen.

VIVIENDA	INSTALACIONES	CARACTERÍSTICAS	COEFICIENTE
<b>Dúplex 1</b>	Aseo	Lavabo y ducha	<b>2</b>
	Cocina		
	Lavadero		
	Baño 1	Lavabo, bañera, váter y bidé.	
	Baño 2	Lavabo, bañera, váter y bidé.	
<b>Dúplex 2</b>	Baño 1	Completo con bañera.	<b>1,6</b>
	Baño 2	Completo con bañera.	
<b>Vivienda 1</b>	Aseo	Lavabo y ducha	<b>2</b>
	Cocina		
	Lavadero		
	Baño 1	Lavabo, bañera, váter y bidé.	
	Baño 2	Lavabo, bañera, váter y bidé.	
<b>Vivienda 2</b>	2 Baños		<b>2,1</b>
	1 Aseo		
<b>Apartamento</b>	Baño	Bañera de 150 litros	<b>1</b>

**Tabla 7.25: Coeficientes multiplicadores según las características de las viviendas que se encuentran en el interior del edificio. FUENTE: Referencia [16].**

El número de viviendas equivalente con las características de una vivienda estándar que tenemos en nuestra edificación será:

$$N_{VE} = 1 \cdot 2 + 1 \cdot 1,6 + 1 \cdot 2 + 1 \cdot 1 + 1 \cdot 2,1 = 8,7 \approx 9 \text{ viviendas equivalentes.}$$

**Ecuación 7.53**

El consumo máximo diario de una vivienda se puede estimar como:

$$Q_{\max} = 0,75 \cdot Q_d \cdot N_{VE} = Q_p \cdot N_{VE} = 0,75 \cdot 150 \text{ l} \cdot 9 = 1.012,5 \text{ l}$$

**Ecuación 7.54**

Donde:

- $Q_d$  [l]: es el consumo diario medio de una vivienda equivalente.  $Q_d = 150 \text{ l}$ .
- $N_{VE}$  [-]: es el número de viviendas equivalentes que tiene nuestra vivienda.  $N_{VE} = 9$ .
- $Q_p$  [l]: consumo en el periodo punta.

$$Q_p = 0,75 \cdot Q_d$$

**Ecuación 7.55**

El periodo de duración (T), es la duración del periodo punta. Tal como se indica en la [Referencia \[16\]](#) la ecuación de mayor fiabilidad que relaciona T con el número de viviendas equivalentes es la **Ecuación 7.56**:



$$T[h] = 5 \cdot \frac{N_{VE}^{0,905}}{15 + N_{VE}^{0,920}} = 1,62 \text{ h} \approx 5.832 \text{ s}$$

Ecuación 7.56

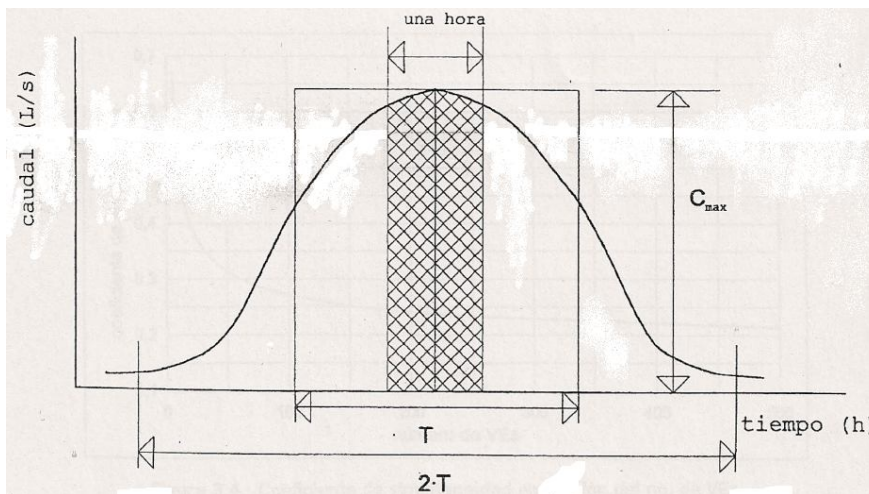


Gráfico 7.8: Curva de distribución de caudales. FUENTE: Referencia 16.

La distribución de caudales a lo largo del tiempo describe una curva de Gauss, tal y como se indica en el [Gráfico 7.8](#). En una duración de  $2 \cdot T$  queda incluido el 97 % del consumo.

El caudal máximo horario, medio en la hora de máximo consumo, lo expresamos como:

$$C_{max} = \frac{Q_p \cdot N_{VE} \cdot \varphi}{3.600} = 0,147 \frac{l}{s}$$

Ecuación 7.57

Donde  $\varphi$ , representa un coeficiente de simultaneidad que tiene en cuenta el número de viviendas que demanda ACS simultáneamente y las pérdidas en las redes de distribución.

$$\varphi = \frac{1}{\sqrt{N_{VE} - 1}} + 0,17 = 0,524$$

Ecuación 7.58

El periodo de preparación ( $T_{prep}$ ), también llamado de recuperación, es el periodo de tiempo durante el cual, después de un periodo de consumo, se vuelve a preparar el agua elevando su temperatura hasta la temperatura de suministro. Se suele tomar un valor entre 1 y 3 horas, nosotros tomaremos:

$$T_{prep} = 2 \text{ h} \approx 7.200 \text{ s}$$

Ecuación 7.59

Los depósitos de acumulación deben ser diseñados de manera que se favorezca la estratificación, de este modo, la instalación suministrará agua caliente a una temperatura constante.

Al entrar agua fría en el depósito, ésta tiende a mezclarse con el agua caliente de forma proporcional a la cantidad de movimiento. La disposición de deflectores cerca de la entrada de agua fría atenúa notablemente el fenómeno, sin llegar a anularlo del todo.

La estratificación se favorece diseñando depósitos acumuladores de pequeño diámetro y gran altura instalado en posición vertical. En caso de tener más de un depósito, se conectarán en serie sobre el circuito de agua caliente. Esto justifica la disposición de nuestros depósitos cuando incorporamos ACS y calefacción al mismo tiempo.

En cualquier caso, existirá siempre un volumen de acumulación que es aprovechable por estar a una temperatura inferior a la mínima de uso y que, por tanto, deberá ser tenido en cuenta al momento de calcular el volumen total de acumulación.

El factor de mezcla  $f_m$ , representa la relación entre el volumen útil del depósito y el volumen efectivo. Su valor depende del factor de forma,  $f_f$ :

$$f_f = \frac{H}{D}$$

Ecuación 7.60

Si la temperatura del agua en el depósito es de 60 °C y se admite que el agua caliente a la salida del depósito es todavía útil a la temperatura de 45 °C, el factor de mezcla se puede calcular mediante esta ecuación:

$$f_m = 0,63 + 0,14 \cdot f_f$$

Ecuación 7.61

El volumen efectivo del depósito acumulador deberá ser igual a:

$$V = \frac{V_u}{f_m}$$

Ecuación 7.62

Si la capacidad de acumulación está dividida en varios depósitos (n), conectados en serie, el volumen total se calculará como:

$$V = \frac{V_u}{f_m} + (n - 1) \cdot \frac{V_u}{n}$$

Ecuación 7.63

Nuestra instalación particular, está compuesta por dos depósitos, aunque uno de ellos es el destinado a ACS. Por lo que consideramos únicamente  $n = 1$ .

Calculamos pues, el valor del volumen útil:

$$V_u = \frac{C_{\max}}{\frac{1}{T} + \frac{1}{T_{\text{prep}} \cdot f_m}}$$

Ecuación 7.64



Para dimensionar el depósito tomaremos para empezar un depósito con una capacidad de 500 litros. Hemos elegido el depósito térmico **Polywarm (Modelo DAB)**, cuyas características técnicas pueden verse en el **ANEXO 14.4.2**.

VOLUMEN	T <sub>máx</sub> [°C]	H [mm]	D [mm]	f <sub>f</sub> [-]	f <sub>m</sub> [-]	C <sub>max</sub> [l/s]	T [s]	T <sub>prep</sub> [s]	V <sub>u</sub> [l]	V [l]
500 l	95	1.841	750	2,45	0,97	0,147	5.832	7.200	468,06	482

**Tabla 7.26: Resumen de resultados para determinar el volumen de acumulación necesario del depósito de ACS.**

En la **Tabla 7.26**, están resumidos los resultados de las variables explicadas anteriormente. Se puede ver que el tanque elegido cumple con las condiciones. Por lo que el volumen de nuestro tanque de ACS, denotado como tanque 2 en los esquemas de la instalación tendrá una capacidad de 500 litros.

El depósito 1, lo diseñaremos de acuerdo a la normativa indicada en el documento HE 4 del Código Técnico de la Edificación, en el que se recomienda un rango de capacidad en función de la relación V/Área de colectores.

El volumen almacenado en el tanque 1, servirá para atender tanto la demanda de calefacción como la demanda de ACS.

$$50 < \frac{V}{A_0} < 180$$

**Ecuación 7.65**

Puesto que el área de colectores instalada en la cubierta de nuestro edificio tiene un valor de 22,05 m<sup>2</sup>, los límites de la capacidad del tanque serán:

$$50 \cdot \frac{1}{m^2} \cdot 22,05 m^2 < V_1 < 180 \cdot \frac{1}{m^2} \cdot 22,05 m^2$$

**Ecuación 7.66**

$$1.102,5 l < V_1 < 3.969 l$$

**Ecuación 7.67**

Por lo que tomaremos un **depósito Polywarm (Modelo DAB)**, con una capacidad de V<sub>1</sub> = 2.000 litros.

Éste depósito soportará temperaturas bastante altas durante los meses de verano, por lo que se instalará algún sistema de seguridad adicional que impida que la temperatura del tanque supere los 95 °C.

El tanque elegido cuenta con un tratamiento anticorrosivo interno con revestimiento de endurecimiento térmico y un sistema de protección catódica con ánodo sacrificable que evitará que se produzcan procesos de corrosión en su interior. Además está provisto de una capa de aislamiento de 50 mm, que reducirá considerablemente las pérdidas de calor hacia el exterior.

Es importante mencionar la razón por la que hemos elegido un depósito cuya única misión es almacenar fluido en su interior, frente a un interacumulador, consistente en un acumulador – intercambiador, es decir, está provisto en su interior de un circuito por el que circula fluido. Contar, con un depósito separado del intercambiador dotará a la instalación de menores problemas de corrosión, confiriendo a la instalación de una mayor durabilidad.

### 7.7.3 Sistema de intercambio

Un intercambiador de calor es un sistema físico que permite transferir calor entre dos fluidos separados por una pared sólida. El calor se transfiere sin que se produzca la mezcla de los fluidos.

Nos permitirá aislar e independizar el circuito primario del secundario (en el caso del intercambiador 1) y el circuito terciario del circuito de consumo de ACS (intercambiador 2).

Dada la climatología que tenemos en Segovia, con fríos y largos inviernos, durante los que se alcanzan temperaturas por debajo de los  $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$ , estamos obligados a introducir algún anticongelante en el circuito de los captadores.

La congelación del fluido de trabajo supondría un daño irreversible en la instalación. Por lo que se tratará de evitar por todos los medios. Así, por el interior del circuito primario, circulará una mezcla de agua con un 40 % de propilen-glicol.

Por esta razón, resulta indispensable separar este fluido, del fluido secundario, compuesto únicamente por agua.

En otro plano, tenemos la situación opuesta. El fluido alcanza muy altas temperaturas durante los meses de verano ( $120\text{ }^{\circ}\text{C}$ ). Estos valores alcanzados en el circuito primario se reflejan en el circuito secundario. El empleo de un intercambiador que separa ambos circuitos limita las deposiciones calcáreas en el circuito primario, especialmente en el sistema de captación, a la cantidad de cal contenida en volumen de agua que circula por este circuito.

Adicionalmente, la utilización de un intercambiador presenta la ventaja adicional de disminuir los riesgos de corrosión en los circuitos cerrados ya que el contenido de oxígeno disuelto en agua se encuentra limitado. Este oxígeno es uno de los principales responsables de la corrosión en el sistema de captación, si bien también se han de tomar precauciones en la selección de los materiales empleados en el correspondiente circuito.

La independencia del circuito de consumo evita la contaminación de éste debido al empleo de anticongelantes, utilización de acumuladores u otros materiales no aptos para agua potable, etc. Que pueden emplearse en circuitos cerrados de calentamiento.

Los intercambiadores pueden encontrarse tanto incorporados en el acumulador como externos a éste. A medida que aumenta el tamaño de la instalación solar se utilizan con mayor frecuencia los intercambiadores externos, ya que aumenta la relación eficiencia/coste de estos. En la actualidad se utilizan habitualmente intercambiadores de placas a partir de volúmenes de acumulación superiores a 1000 litros ya que se reduce porcentualmente el coste extra que implica la utilización de estos: bombas de circulación, etc.

La selección de uno u otro, se realizará prestando especial atención al rango de presiones y temperatura de trabajo que se pueden alcanzar en los circuitos en donde estarán instalados. El circuito primario resulta más delicado por alcanzarse en él las mayores temperaturas. Algunas de las consecuencias que pueden producirse si la elección no es la correcta son:

- Alteración de las juntas de conexión (de material elastomérico) o de los puntos de soldadura, si se superan las presiones y/o temperaturas específicas indicadas por el fabricante del intercambiador.

- Abombamientos en intercambiadores de doble envolvente.

Actualmente en el mercado, podemos encontrar diversos tipos de intercambiadores. Entre ellos cabe destacar el intercambiador de carcasa y tubo, el compacto aleteado y el de placas. En muchas aplicaciones de la industria moderna el intercambiador de placas ha desplazado al tradicional de tipo multitubular, por varias razones principales:

1. **Alto coeficiente de transferencia** de calor.
2. Fácilmente **desmontables**, lo que facilita su limpieza. (Exceptuando los intercambiadores de placas soldadas, que no se pueden desmontar).
3. **Menor área de transferencia**, lo que reduce el coste por requerir en su fabricación menor cantidad de material.
4. **Tamaño compacto.**
5. La forma de los canales por los que circula el fluido reduce las zonas de estancamiento y sobrecalentamiento locales, lo que implica un mejor control de la temperatura, un bajo volumen de retención y poca acumulación de suciedad.

Algunas limitaciones de los intercambiadores de placas son:

1. La caída de presión a través del intercambiador es relativamente grande, debido a los estrechos canales entre placas. Repercutiendo en unos mayores costes del sistema de bombeo.
2. Temperaturas y presiones limitadas por las juntas entre placas (en el caso de que las placas se unan por juntas).
3. No pueden funcionar con líquidos que contienen sólidos de gran tamaño, por la pequeña separación que hay entre las placas.

El modelo elegido para los dos intercambiadores de placas es el **Alfanova HP 27**. La diferencia entre uno y otro será el número de placas que necesitan para su correcto funcionamiento.

Figura 7.19: Intercambiador Alfanova HP 27. FUENTE: manual de características del intercambiador.



#### 7.7.3.1 Principio de funcionamiento

La superficie de calentamiento está compuesta por placas onduladas de metal delgado superpuestas. Las ondulaciones generan turbulencias que mejor la transferencia de calor.

Para conseguir un mejor intercambio de calor estas placas se construyen con materiales de baja resistencia térmica.

Los canales formados entre ellas tienen orificios en las esquinas para que los dos **líquidos** circulen por canales alternos, siempre **a contracorriente**.

Las placas tienen los bordes soldados, manteniendo el líquido encerrado en la unidad. Los puntos de contacto de las placas también están termosoldados, para soportar la presión del líquido circulante. Pueden trabajar hasta presiones de 30-35 bares. El principal inconveniente de tener las placas soldadas es no poder

ser desmontadas para su limpieza y además no se puede modificar el número de placas ante un cambio en las necesidades del proceso.

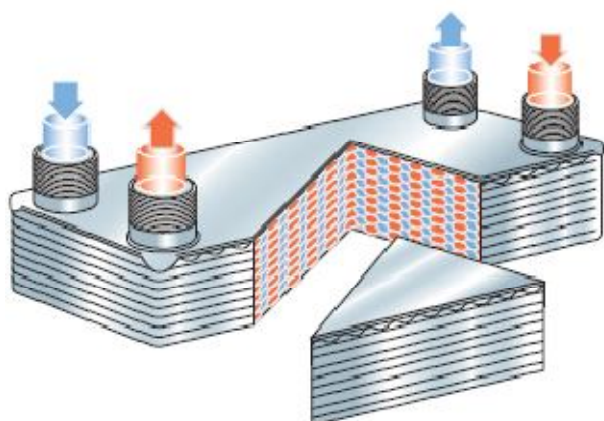


Figura 7.20: Principio de circulación en un intercambiador de calor de placas Alfa Laval. FUENTE: Manual de características técnicas del intercambiador.

El conjunto de placas va provisto de placas de cierre. Las conexiones están situadas en la placa de cierre delantera o trasera. Las placas del canal son acanaladas para mejorar el diseño de transferencia térmica.

Para calcularlo, haremos uso de un programa de Mathcad, en el que introduciendo las características geométricas del intercambiador, propiedades físico-térmicas de los fluidos y otras variables necesarias, tales como caudales, temperaturas, etc. Y empleando las ecuaciones que definen el funcionamiento del intercambiador conseguiremos el número de placas necesario en cada caso.

### Hipótesis de cálculo

- Consideramos que intercambiador opera en condiciones estacionarias.
- Suponemos constante el coeficiente global de transferencia de calor, aunque no sea rigurosamente cierto. Las propiedades de los fluidos dependen de la temperatura, variando ésta a lo largo del intercambiador.
- Temperaturas y velocidades de los fluidos uniformes en todo el canal.
- No existe conducción de calor en la dirección del fluido.
- El caudal de fluido está repartido de manera equitativa entre los distintos canales.
- Pérdidas de calor al exterior despreciables.

En el cálculo se utilizan dos aproximaciones: el método de la diferencia de temperaturas efectiva y el método de la efectividad y del número de unidades de transmisión.

Lo que haremos será calcular el valor el número de unidades de transmisión (NTU) por los dos métodos en función del número de placas e igualaremos ambas expresiones para hallar el valor del número de placas.

$$NTU_{\min} = \frac{\ln\left(\frac{(1 - C_R \cdot \varepsilon)}{(1 - \varepsilon)}\right)}{(1 - C_R)}$$

Ecuación 7.68

Iguando:

→  $n_{\text{placas}}$

$$NTU = \frac{U \cdot A_{\text{transferencia}}}{C_{\min}}$$

Ecuación 7.69

$$C_{\min} = \min(m_1 \cdot Cp_1, m_2 \cdot Cp_2)$$

Ecuación 7.70

$$C_R = \frac{(m \cdot Cp)_{\min}}{(m \cdot Cp)_{\max}}$$

Ecuación 7.71

$$\varepsilon = \frac{m_1 \cdot Cp_1 (T_{ice} - T_{ics})}{C_{\min} \cdot (T_{ice} - T_{ici})}$$

Ecuación 7.72

Donde:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_1} + \frac{e_{placa}}{k_m} + \frac{1}{h_2} + R_{cont.1} + R_{cont.2}}$$

Ecuación 7.73

- $A_{transferencia} = A_{util} \cdot n_{placas}$  : Área útil de una placa por el número de placas.
- $m_1, m_2$  [kg/s], son los caudales del circuito caliente y frío respectivamente.
- $\varepsilon$  [–], es la eficiencia del intercambiador.
- $R_{cont.1} = R_{cont.2} = R_{cont}$  : es la resistencia térmica originada por los contaminantes del circuito primario y secundario. Las supondremos iguales.
- $h_1, h_2$ : Son los coeficientes de transferencia de calor por convección de los fluidos caliente y frío respectivamente.
- $e_{placa}$ : espesor de una placa del intercambiador.
- $k_m$ : conductividad térmica del material de las placas. (Acero inoxidable AISI 360).

El comportamiento de los dos intercambiadores está representado en el [Gráfico 7.9](#) y [Gráfico 7.10](#).

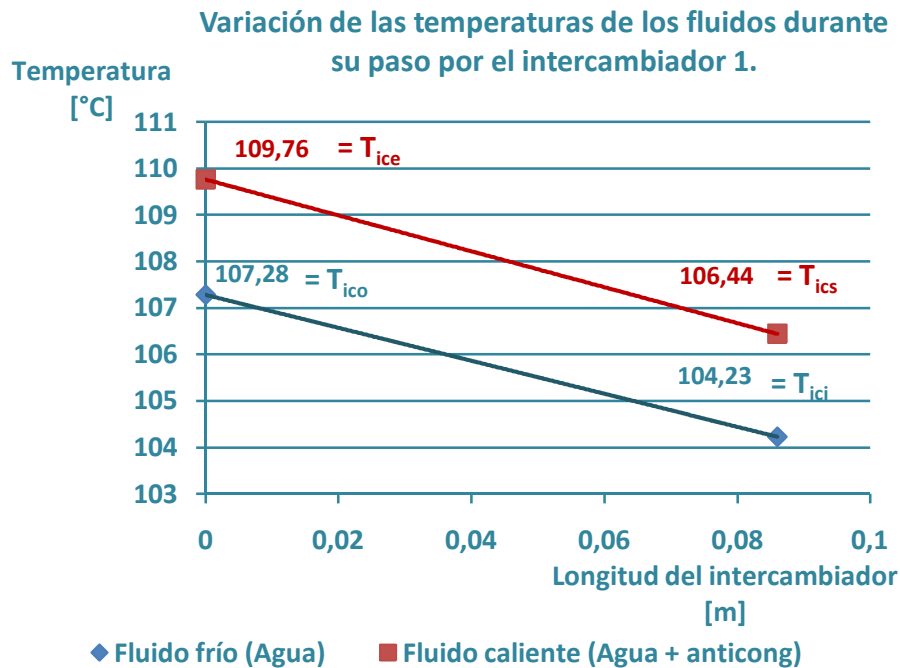


Gráfico 7.9: Representación de las curvas del intercambiador 1.

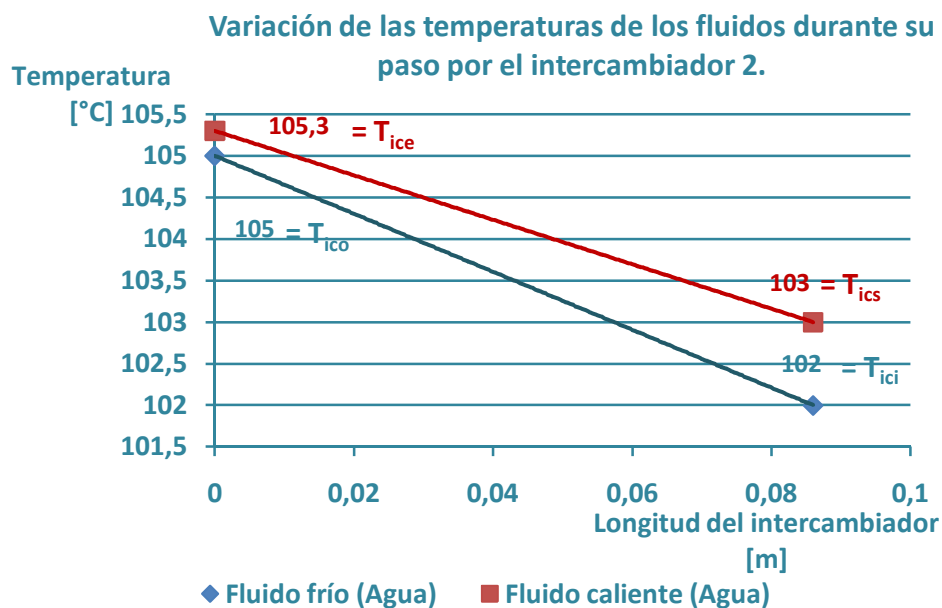


Gráfico 7.10: Representación de las curvas del intercambiador 2.

El intercambiador 2 tiene un salto térmico mayor.

El programa para el cálculo puede verse con todo detalle y al completo en el [ANEXO 14.2.4](#), por lo que, los valores, resultados y unidades de todas las variables pueden verse en él.

El número de placas obtenido para cada uno de los intercambiadores se muestra en la [Tabla 7.27](#).

Intercambiador 1		
$\epsilon$ [-]	$U$ [W/m <sup>2</sup> · °C]	$n_{\text{placas}}$ [-]
0,600	2.296	29
Intercambiador 2		
0,719	2.399	49

Tabla 7.27: Eficiencia, coeficiente global de transferencia de calor y número de placas para cada uno de los intercambiadores. Resultados obtenidos del programa de Mathcad.

A pesar de que podríamos pensar que el intercambiador 2 debería ser de menor tamaño, resulta mayor que el intercambiador 1. Tiene un número de placas superior. Además, la eficiencia del intercambiador 1 resulta también superior.

El dimensionado del intercambiador lo hemos hecho para uno de los meses más calurosos, Agosto. Al ser un mes que se encuentra en verano, no necesitamos calefacción.

Si el intercambiador opera fuera del punto de diseño, el intercambiador tendrá eficiencias más altas, lo cual producirá un salto térmico de temperaturas entre el circuito primario y secundario más pequeño, algo que en todo caso es bueno.

En la simulación realizada, hemos comprobado que los resultados de todas las variables del intercambiador son sumamente vulnerables al cambio de valor tanto de las propiedades térmicas de los fluidos como de las temperaturas, caudales, etc. Por lo que, cuando cambiamos el valor de alguna de ellas, varía significativamente el resultado del Re, los coeficientes de convección, el coeficiente global de transferencia, el número de placas y otras variables.

Con lo que probablemente, en el caso de hacer físico este proyecto, deberíamos realizar un estudio más detallado y pormenorizado.

### Pérdida de carga

Conocer la pérdida de carga de los intercambios es decisivo para determinar la potencia y el consumo de energía en los motores de las **bombas** que impulsan los fluidos. Por tanto, influye en la inversión, en los costes de operación y en el mantenimiento del sistema de bombeo.

Si las pérdidas de carga producidas en el intercambiador superan el valor permitido por el fabricante no es rentable el uso del intercambiador.

El cálculo de la caída de presión puede hacerse mediante la siguiente expresión:

$$\Delta P \text{ [Pa]} = 4 \cdot f \cdot \frac{L}{l_c} \cdot \frac{\rho \cdot v^2}{2}$$

Ecuación 7.74

Tal y como indica la expresión, la pérdida de presión depende de:

- $f$ : factor de fricción [-]. Mide la magnitud de la fricción producida por el paso de los fluidos entre los canales del intercambiador. Depende del número de Reynolds y del valor de las constantes  $C$  y  $m$ . Véase
- **Tabla 7.28.**

$$f = C \cdot Re^m$$

Ecuación 7.75

	C	m
Re < 10	17	-1
10 < Re < 101	6,29	-0,57
101 < Re < 855	1,141	-0,2
Re > 855	0,581	-0,1

**Tabla 7.28:** Valores de las constantes  $C$  y  $m$  en función del número de Reynolds. FUENTE: Referencia [19].

- $L$  [m], es la longitud que recorren los fluidos, la altura del intercambiador.
- $l_c$  [m], longitud característica del intercambiador. Véase **ANEXO 14.2.4.**
- $v$  [m/s], velocidad de los fluidos por el interior del intercambiador.

La pérdida de presión y el factor de fricción aumentan cuanto menor es la longitud característica del intercambiador. Es decir, cuanto menor sea la distancia entre placas (tamaño del canal) la caída de presión será mayor). También se ve afectada por el número de canales, la caída de presión aumenta cuanto mayor es la velocidad del fluido (velocidades mayores con menor número de canales).

El resumen de resultados de las pérdidas de carga para cada intercambiador puede verse en la **Tabla 7.29**. Las variables que no tienen unidades son adimensionales.

Intercambiador 1									
Re <sub>1</sub>	C <sub>1</sub>	m <sub>1</sub>	f <sub>1</sub>	ΔP <sub>1</sub> [Pa]	Re <sub>2</sub>	C <sub>2</sub>	m <sub>2</sub>	f <sub>2</sub>	ΔP <sub>2</sub> [Pa]
<b>499,03</b>	1,141	-0,2	329,3·10 <sup>-3</sup>	<b>420,96</b>	1,291·10 <sup>3</sup>	0,581	-0,1	283,294·10 <sup>-3</sup>	<b>376,919</b>
Intercambiador 2									
<b>824,653</b>	1,141	-0,2	0,298	<b>152,71</b>	881,968	0,581	-0,1	0,295	<b>151,739</b>

**Tabla 7.29:** Resultados de las variables para el cálculo de la caída de presión para los dos fluidos en los intercambiadores.

Las caídas de presión para ambos fluidos en el intercambiador 1 son mayores que las producidas en el intercambiador 2.



#### 7.7.4 Sistema de apoyo: Caldera

Las instalaciones de energía solar dispondrán de un sistema de apoyo que, alimentado por otra fuente de energía, permita asegurar la continuidad en el suministro de agua caliente sanitaria y calefacción. Su diseño es muy importante, dado que un funcionamiento inadecuado puede tener efectos muy perjudiciales en las prestaciones de toda la instalación.

El funcionamiento del sistema de apoyo se realizará cuando sea estrictamente necesario de manera que se dará siempre, prioridad al calentamiento de agua mediante los captadores solares.

Dadas las características de nuestro edificio, nos decantamos por un **sistema centralizado**, que utiliza instalaciones comunes para un conjunto de usuarios. Se encargará de preparar el agua caliente que posteriormente se distribuirá hacia los puntos de consumo.

En los sistemas de apoyo centralizados, son comunes las instalaciones y los consumos del combustible de apoyo.

Hoy en día, tenemos en el mercado diferentes tipos de sistemas de apoyo según sea, la fuente de energía empleada por los mismos. Así, podemos encontrar desde apoyo eléctrico hasta las comunes calderas de combustible (gas natural, gas propano, butano,...). Nosotros emplearemos una caldera de gas natural, ya que, las dimensiones de la instalación hacen que el apoyo eléctrico no sea una buena alternativa.

En cuanto al acoplamiento de la caldera a la instalación tenemos dos configuraciones posibles. Elegir una u otra traerá diferentes ventajas e inconvenientes.

##### 7.7.4.1 Acoplamiento en serie

Mediante este conexionado se consigue que el agua destinada al consumo sea calentada inicialmente por la instalación solar y, en segundo lugar es el sistema de apoyo quien se encarga, cuando sea necesario, de realizar el calentamiento final hasta la temperatura deseada.

Permite que todo el agua que va a ser preparada pase previamente por la instalación solar con lo cual se evacua toda la energía disponible en la misma y se maximizan las prestaciones energéticas de la instalación solar.

El acoplamiento siempre debería disponer de un by-pass de conexión que permita no interrumpir el suministro de agua caliente para las operaciones de mantenimiento de las instalaciones.

Como hemos visto en el [apartado 7.6](#), en el tanque 2 (tanque de almacenamiento para ACS) se alcanzan temperaturas que varían desde los 26 °C durante los meses más fríos hasta los 100 °C durante los meses más calurosos. Eso implicará conseguir aportes solares de ACS que varían desde un 30 % hasta un 100 %. Sólo durante los meses de verano, se conseguirá cubrir la demanda de agua caliente sin el sistema de apoyo. Por lo que, durante el resto del año, la instalación necesitará hacer uso de la caldera para atender toda la demanda.

Cada vez que existiera demanda de ACS en alguna de las viviendas y la temperatura del tanque 2 no fuera suficientemente alta (situación muy común durante los meses fuera del verano), deberá arrancar la caldera.

El rendimiento de la caldera funcionando de este modo, con continuos arranques y paradas, es inferior respecto al rendimiento con un funcionamiento más estable y continuo.

Otro de los inconvenientes de esta configuración, es la imposibilidad de realizar un tratamiento contra la legionela al tanque.

#### 7.7.4.2 Acoplamiento en paralelo

El abastecimiento de agua caliente al consumo se realiza opcionalmente, desde el sistema de apoyo o desde la instalación solar. Para dar el servicio adecuado esta forma de acoplamiento requiere que el acumulador solar disponga de la temperatura de preparación mínima establecida. Cuando la temperatura del acumulador solar desciende del valor de consigna asignado, la conexión debe conmutarse al sistema de apoyo.

Finalmente, la configuración que tomaremos será una **configuración mixta**. Es decir, la caldera se conectará a la salida del tanque 2, pero sin embargo, a la salida de esta, instalaremos un circuito de recirculación.

Una válvula a la salida de la caldera, regulará el paso hacia este circuito de recirculación en caso de que queramos realizar el tratamiento para la legionelosis, dirigiendo el agua caliente de vuelta al tanque de ACS.

En caso de que el tratamiento no se esté realizando, la válvula permanecerá cerrada, por lo que el fluido se dirigirá, tras salir de la caldera, hacia los puntos de suministro.

#### 7.7.4.3 Dimensionamiento

Se dimensionará de forma que sea capaz de cubrir toda la demanda sin aporte de energía solar. En caso de que la instalación solar no funcione, se satisface mediante la caldera.

Las necesidades de calor, aparecen en dos lugares diferentes: calentamiento de agua caliente sanitaria y calentamiento del agua que circulará por la calefacción durante los meses de invierno.

Para reducir elementos en la instalación, se instalará una única caldera que suplirá ambas necesidades.

##### 7.7.4.3.1 Demanda de ACS

La potencia necesaria para cubrir la demanda de ACS será:

$$P_{\text{caldera}}^{\text{ACS}} = \frac{C_{\text{max}} \cdot T \cdot \Delta t \cdot C_{p,\text{agua}} \cdot \rho_{\text{agua}}}{T_{\text{prep}}} = \frac{0,147 \frac{\text{l}}{\text{s}} \cdot 5.832 \text{ s} \cdot (60 - 4)^{\circ}\text{C} \cdot 4,19 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot ^{\circ}\text{C}} \cdot 1 \frac{\text{kg}}{\text{l}}}{7.200 \text{ s}} = 27,94 \text{ kW}$$

Ecuación 7.76

Donde:

- $\Delta t = (T_{\text{sum}} - \overline{T_{\text{red.mínima}}}) = (60 - 4)^{\circ}\text{C}$ .
- $T$ : duración del periodo punta. Su valor fue calculado en el [apartado 7.7.2](#).
- $T_{\text{prep}}$ : tiempo de preparación. También calculado en el [apartado 7.7.2](#).
- $C_{\text{max}}$ : caudal máximo.
- $C_p$ : capacidad calorífica del agua.

#### 7.7.4.3.2 Demanda de Calefacción

Los meses de mayor demanda de calefacción son enero y diciembre (8,8 kW y 8,35 kW respectivamente). Son los meses en los que los valores de las temperaturas son más bajos.

$$P_{\text{caldera}}^{\text{CAL}} = 9 \text{ kW}$$

Ecuación 7.77

El funcionamiento de la caldera para calefacción es ligeramente diferente al mencionado en ACS.

Si suponemos la existencia de aporte solar, podemos resumir su funcionamiento en dos puntos:

- $T_{\text{st}} > T_{\text{imp}} \rightarrow$  El tanque 1 (**tanque solar**), se encuentra a una temperatura superior a la temperatura de impulsión. Por lo que, tendrá almacenado calor suficiente para hacer circular el agua hacia los paneles radiantes de las paredes y techos de las habitaciones de la vivienda. Circulará un caudal, que es el caudal exigido por el fabricante de estos elementos (superior al determinado en nuestros cálculos). Esto lo explicaremos con más detalle en el [apartado 7.7.6](#). Este caudal se mantendrá hasta que la temperatura del tanque disminuya acercándose a la temperatura de impulsión.
- $T_{\text{st}} < T_{\text{imp}} \rightarrow$  A partir de ese momento, el agua pasará a ser **calentada por la caldera**. Es decir, la caldera no tiene un funcionamiento en serie, sino paralelo: la calefacción funcionará con aporte solar o bien lo hará con el sistema auxiliar (caldera), nunca ambos simultáneamente.

En caso de no tener aporte solar, la caldera, será quién se encargue de calentar el agua para la calefacción.

Su tomamos una  $P_{\text{caldera}}$  ajustada a  $P_{\text{caldera}}^{\text{ACS}}$  y nos viéramos obligados a que la instalación funcionara exclusivamente con el aporte auxiliar, debido a una situación particular, por ejemplo, por la avería o limpieza de los captadores, no tendríamos potencia suficiente para cubrir la demanda simultánea de ACS y calefacción. Por lo que, mientras existiera demanda de ACS, el circuito de calefacción se pararía.

Por lo que, la potencia de la caldera mixta tendrá que tener un valor aproximado a la suma de ambas potencias:

$$P_{\text{caldera}} \geq 28 + 9 = 37 \text{ kW}$$

Ecuación 7.78

La caldera elegida será una **caldera de condensación mixta, modelo ZWBE 32-2A (gama Cerapur Excellence) de JUNKERS**. Cuenta con una potencia para agua caliente de 30 kW y una potencia para calefacción de 32 kW, potencia que supera con creces la que necesitamos. Las características técnicas pueden verse con más detalle en el [ANEXO 1.1.1](#).

No obstante, hay que recordar que aunque elegimos calefactar dos habitaciones del total de nuestro edificio, empleando energía solar, el resto de las viviendas también deberán ser calefactadas.

Las calderas de condensación son capaces de producir agua caliente a baja temperatura 40 – 70 °C, con un alto rendimiento y bajas emisiones de CO<sub>2</sub> y NO<sub>x</sub>.

Los hidrocarburos empleados como combustibles suelen ser: gas natural, GLP o gasóleo. Están compuestos de carbono e hidrógeno en diversas proporciones que, al combinarse con el oxígeno del aire, forman dióxido de carbono (CO<sub>2</sub>) y agua en estado gaseoso (H<sub>2</sub>O). Cada litro de agua, proveniente de los gases de combustión en forma de vapor, tendría capacidad para ceder 2260 J si se condensase, energía térmica que, en calderas convencionales se envía a la atmósfera perdiéndose.

Además, los combustibles, especialmente los líquidos, tienen algunas impurezas, como el azufre que forma óxidos de azufre al combinarse con el oxígeno atmosférico. En las calderas corrientes, estos gases procedentes de la combustión, se expulsan a temperaturas superiores a 150 °C, para conseguir tiro térmico y para evitar que el agua condense y forme ácidos sulfúrico o sulfuroso al combinarse con los óxidos de azufre, que corroería

sus partes metálicas.

Las calderas de condensación como aprovechan la energía latente en el vapor de agua, consiguen calentar el agua a una temperatura máxima de 70 °C (en lugar de 90 °C, como las calderas corrientes).

El rendimiento de estas calderas resulta ser superior al 100 % (medido en condiciones tradicionales, sobre el poder calorífico inferior). Sobre el poder calorífico superior (teniendo en cuenta el calor latente del agua) alcanzan un rendimiento de hasta un 98 %, frente al 70-80 % de las convencionales.

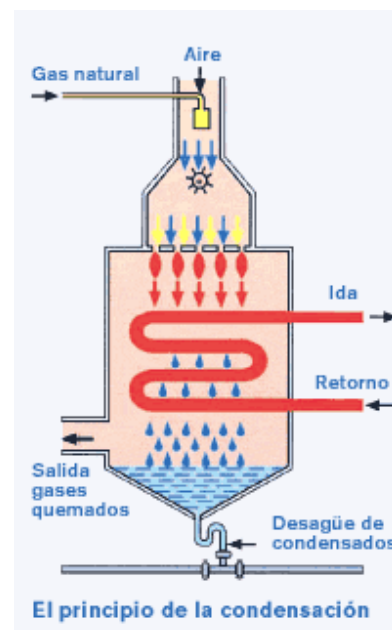


Figura 7.21: Esquema de una caldera de condensación. FUENTE: [http://www.junkers.com/sp/sp/ek/asesoramiento/informacion\\_sobre\\_tecnica/condensacion.html](http://www.junkers.com/sp/sp/ek/asesoramiento/informacion_sobre_tecnica/condensacion.html).

### 7.7.5 Diseño del circuito hidráulico

El circuito hidráulico lo conforman la red de tuberías, bombas de circulación, vasos de expansión, purga de aire y drenaje. Veremos a continuación la forma de dimensionar cada uno de estos elementos en detalle. Posteriormente, concretaremos cada uno de ellos, para cada circuito de nuestra instalación.

#### 7.7.5.1 Tuberías

Con objetivo de evitar pérdidas térmicas, en general, la longitud de tuberías del sistema deberá ser tan corta como sea posible, evitando al máximo los codos y pérdidas de carga en general.

El diseño de los materiales deberán ser tales que no exista posibilidad de formación de obturaciones o depósitos de cal en sus circuitos que influyan drásticamente en el rendimiento del sistema.

El caudal en una tubería se puede expresar en función de la velocidad [m/s] y densidad [kg/m<sup>3</sup>] del fluido y el área de paso [m<sup>2</sup>], que en este caso, es una tubería circular.

$$Q \left[ \frac{l}{s} \right] = v \cdot A_{\text{paso}} = v \cdot \pi \cdot \left( \frac{D}{2} \right)^2$$

Ecuación 7.79

O bien:

$$\dot{m} = v \cdot A_{\text{paso}} \cdot \rho$$

Ecuación 7.80

Por lo que despejando, la velocidad del fluido que circula por la tubería será:

$$v = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot D^2}$$

Ecuación 7.81

Como norma general, el dimensionamiento de las tuberías, se hará según la [Referencia \[13\]](#): dado un caudal nominal, el diámetro de la tubería se seleccionará de manera que cumpla las siguientes dos condiciones:

1. La velocidad de circulación del fluido será inferior a 2 m/s cuando la tubería discorra por locales habitados e inferior a 3 m/s cuando el trazado sea al exterior o por locales no habitados.
  2. La pérdida de carga unitaria en tuberías nunca sea superior a 40 mm. de columna de agua (4 mbar) por metro lineal de tubería. La comprobación puede verse en la **¡Error! No se encuentra el origen de la referencia.**, las tuberías cumplen esta condición.
- [Aislamiento de tuberías.](#)

De acuerdo con el RITE, el espesor del aislamiento de las tuberías que transcurren por el exterior del edificio será como mínimo el valore indicado en la Tabla 7.30.

Diámetro exterior (mm)				Temperatura máxima del fluido (°C)		
				40...60	> 60...100	> 100...180
	D	≤	35	35	35	40
35	<	D	≤ 60	40	40	50
60	<	D	≤ 90	40	40	50
90	<	D	≤ 140	40	50	60
140	<	D		45	50	60

**Tabla 7.30: Espesor mínimo [mm] de aislamiento en tuberías que transportan fluido caliente por la parte exterior del edificio. FUENTE: RITE.**

Como se puede ver, el espesor mínimo será función de la temperatura máxima del fluido.

- **Vaciado y purga de tuberías**

Todas las redes de tuberías deben diseñarse de tal manera que puedan vaciarse de forma parcial y total. Como nuestra instalación cuenta con vasos de expansión cerrados se deberá incorporar un sistema de llenado (adicional al sistema de expansión) que permita llenar el circuito y mantenerlo presurizado.

Los vaciados parciales se harán en puntos adecuados del circuito, a través de un elemento que tendrá un diámetro mínimo nominal de 20 mm.

El vaciado se hará por el punto accesible más bajo de la instalación a través de una válvula cuyo diámetro mínimo será función de la potencia térmica del circuito. De acuerdo con la [Referencia \[15\]](#):

Potencia térmica kW				Calor DN (mm)	Frío DN (mm)
	P	≤	70	20	25
70	<	P	≤ 150	25	32

**Tabla 7.31: Diámetro de la conexión de vaciado. FUENTE: RITE.**

#### 7.7.5.1.1 Circuito primario

En el circuito primario están conexiados los captadores solares, por lo que tenemos que atender a las especificaciones dadas por el fabricante en cuanto al dimensionamiento de las tuberías.

Nº CAPTADORES	CAUDAL (l/h)	AREA (m <sup>2</sup> )	DIAMETRO INTERIOR TUBERIA (mm)
1 - 7	110 - 770	2,2 - 15,4	22
8 - 15	880 - 1650	17,6 - 33	28
15 - 29	1760 - 3190	35,2 - 63,8	35

**Tabla 7.32: Diámetros de las tuberías requeridos según el número de captadores instalados. FUENTE: Manual del fabricante.**

El número de captadores instalados en nuestro edificio es 10, por lo que el diámetro interior de la tubería recomendado por el fabricante es de 28 mm.

El material de las tuberías será cobre. Con lo que buscamos un diámetro normalizado cercano al aconsejado en la [Tabla 7.32](#). El diámetro más próximo es:

$$D_{\text{ext}} = 28 \text{ mm y } e = 1 \text{ mm} \rightarrow D_{\text{int}} = 26 \text{ mm}$$

**Ecuación 7.82**

Cuando en las instalaciones interiores de suministro de agua por contador, se utilice tubo de cobre estirado de precisión, sin soldadura, para su empleo con manguitos soldados por capilaridad, los diámetros y espesores nominales mínimos de los tubos serán los siguientes:

Tubería de cobre

Diámetro exterior nominal en mm	Espesores en mm					
	0,75	1	1,2	1,5	2	2,5
	Diámetro interior en mm					
6	4,5	4				
8	6,5	6				
10	8,5	8				
12	10,5	10				
15	13,5	13				
18	16,5	16				
22		20	19,6	19		
28		26	25,6	25		
35		33	32,6	32		

**Tabla 7.33: Diámetros normalizados para las tuberías de cobre (Normas NIA). FUENTE:**  
<http://www.terra.es/personal8/2501174/nia/t1-2.htm>.

Aunque es un poco inferior al indicado por el fabricante, ( $D_{\text{int}} = 26 \text{ mm}$  en lugar de 28 mm), lo tomaremos por bueno. Ya que nuestro número de colectores se encuentra cerca del límite inferior del rango indicado en la **Tabla 7.32**.

Dado que el valor del caudal recomendado para que circule por cada colector es de 110 l/h, al tener 10 colectores, el caudal que circulará por estas tuberías será de:

$$Q_1 = 10 \cdot 110 \frac{\text{l}}{\text{h}} = 1.100 \frac{\text{l}}{\text{h}} = 0,306 \frac{\text{l}}{\text{s}}$$

**Ecuación 7.83**

$$v_1 = \frac{4 \cdot Q_1}{\pi \cdot D_1^2} = \frac{4 \cdot 0,306 \cdot \frac{\text{l}}{\text{s}}}{\pi \cdot (26 \cdot 10^{-3} \cdot \text{m})^2 \cdot 10^3 \frac{\text{l}}{\text{m}^3}} = 0,576 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

**Ecuación 7.84**

El caudal se suele expresar en [l/s] o [m³/s]. La relación que hay entre el caudal y los flujos de masa es la siguiente:

$$\dot{m} \left[ \frac{\text{kg}}{\text{s}} \right] = Q \left[ \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \right] \cdot \rho \left[ \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right]$$

**Ecuación 7.85**

En la programación realizada en Mathcad, omitimos el punto sobre la “m”, por problemas en la escritura de éste en el programa. Sin embargo, nos referimos a lo mismo.

Puesto que algunos tramos circulan por el interior, la velocidad del fluido no debe superar los 2 m/s. El resultado de nuestros cálculos nos da una  $v_1 < 2$  m/s.

En cuanto al espesor mínimo de aislante que tendrá la tubería, se mirará el valor correspondiente al diámetro exterior de la tubería ( $D_{\text{ext}} = 28$  mm) en la Tabla 7.30. El espesor indicado para  $D_{\text{ext}} \leq 35$  mm y una rango de temperatura máxima entre los 60 °C y los 100 °C, es un  $e_{\text{mín.aislante}} = 35$  mm. Por lo que el diámetro de la tubería más el aislante será de:

$$D_{\text{ext}}^{\text{total}} = 28 + 2 \cdot e_{\text{mín.aislante}} = 98 \text{ mm}$$

**Ecuación 7.86**

Las pérdidas de carga en una tubería se pueden expresar como suma de las pérdidas primarias y pérdidas secundarias. Según la [Referencia \[26\]](#) :

$$\Delta P_{\text{tubería}} = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot v_{\text{fluido}}^2 \cdot \left( \frac{L}{D} \cdot f + \sum K_s \right)$$

**Ecuación 7.87**

$\underbrace{\hspace{10em}}_{\text{Pérdidas 1ª}}$   
 $\underbrace{\hspace{5em}}_{\text{Pérdidas 2ª}}$

En cualquier sistema de tuberías existen componentes adicionales (válvulas, codos, curvas, contracciones, etc.) que introducen caídas localizadas de presión ( $\Delta p_s$ ). Son las pérdidas secundarias.

Denominamos  $K_s$ , al coeficiente de pérdidas y se determina experimentalmente. Depende de la geometría y del número de Reynolds. Puede escribirse como:

$$K_s = \frac{\Delta p_s}{\frac{1}{2} \cdot \rho \cdot v^2} = f(\text{Geometría}, Re)$$

**Ecuación 7.88**

Los valores de algunos coeficientes de pérdidas pueden verse a continuación en la [Tabla 7.34](#).



VALORES DEL COEFICIENTE  $K_s$  EN PÉRDIDAS SINGULARES

Accidente	$K_s$	L/D
Válvula esférica (totalmente abierta)	10	350
Válvula en ángulo recto (totalmente abierta)	5	175
Válvula de seguridad (totalmente abierta)	2,5	-
Válvula de retención (totalmente abierta)	2	135
Válvula de compuerta (totalmente abierta)	0,2	13
Válvula de compuerta (abierta 3/4)	1,15	35
Válvula de compuerta (abierta 1/2)	5,6	160
Válvula de compuerta (abierta 1/4)	24	900
Válvula de mariposa (totalmente abierta)	-	40
T por salida lateral	1,80	67
Codo a 90° de radio corto (con bridas)	0,90	32
Codo a 90° de radio normal (con bridas)	0,75	27
Codo a 90° de radio grande (con bridas)	0,60	20
Codo a 45° de radio corto (con bridas)	0,45	-
Codo a 45° de radio normal (con bridas)	0,40	-

Tabla 7.34: Valores de  $K_s$  provocados por algunos componentes de la instalación.

FUENTE:[http://www.miliarium.com/prontuario/MedioAmbiente/Aguas/PerdidaCarga.htm#Darcy-Weisbach\\_%281875%29](http://www.miliarium.com/prontuario/MedioAmbiente/Aguas/PerdidaCarga.htm#Darcy-Weisbach_%281875%29).

Aunque tendremos las pérdidas secundarias no son nulas, en una primera aproximación las despreciaremos. En un cálculo posterior, en el que conozcamos la disposición de todos los componentes de la instalación (válvulas, codos, etc.), podremos añadir éste segundo término a las pérdidas halladas.

El factor de fricción lo obtendremos del **Gráfico 7.11**. Para ello, introduciremos el valor del número de Reynolds y la rugosidad relativa ( $r$ ). La rugosidad relativa se expresa en función de la rugosidad absoluta y del diámetro exterior. La rugosidad absoluta para una tubería de cobre es de:  $\varepsilon = 0,0015$  mm (**Tabla 7.35**).

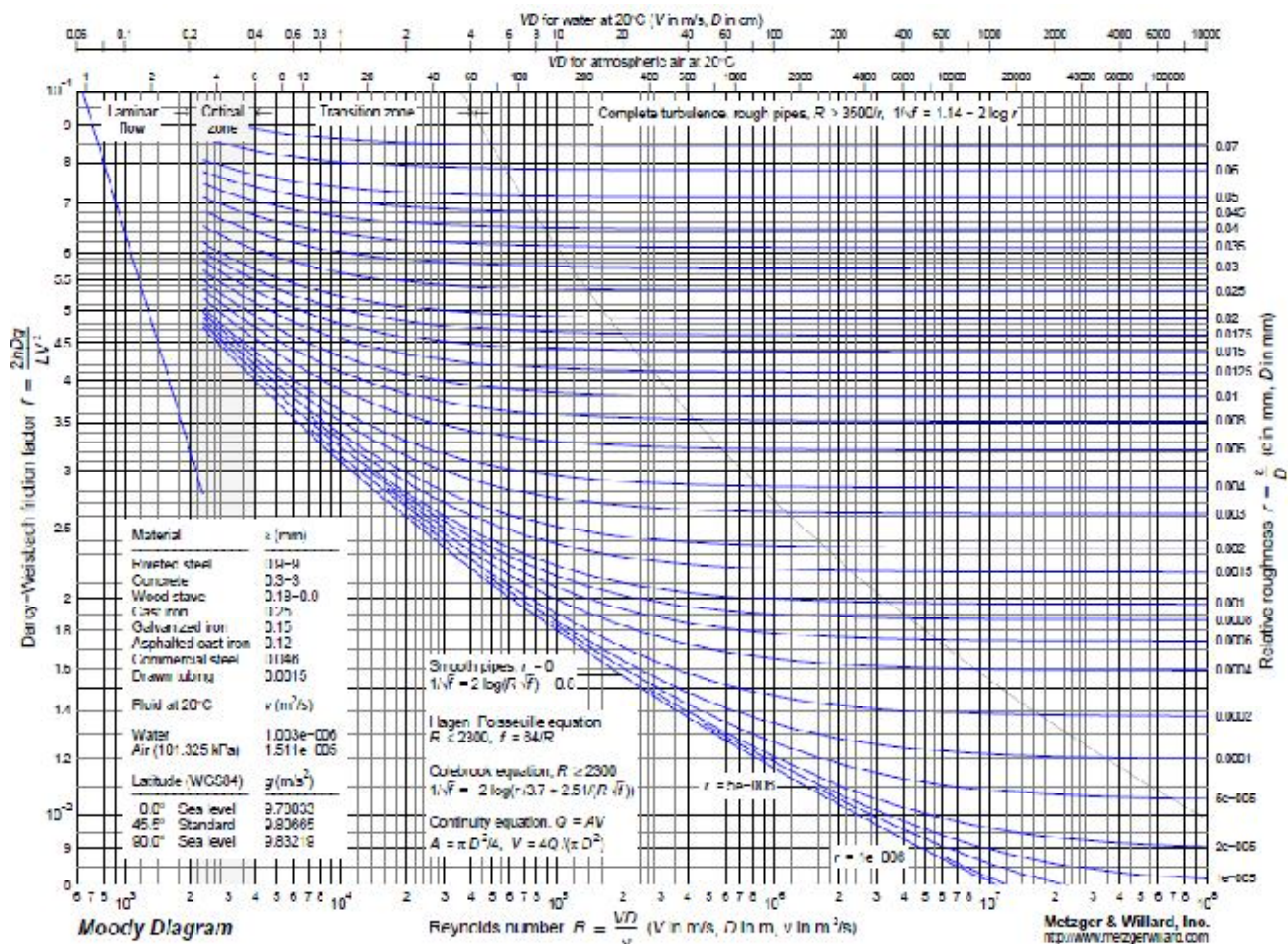


Gráfico 7.11: Diagrama de Moody. Cálculo del coeficiente de fricción en función del número de Reynolds y la rugosidad relativa.

RUGOSIDAD ABSOLUTA DE MATERIALES	
Material	$\epsilon$ (mm)
Plástico (PE, PVC)	0,0015
Poliéster reforzado con fibra de vidrio	0,01
Tubos estirados de acero	0,0024
Tubos de latón o cobre	0,0015
Fundición revestida de cemento	0,0024
Fundición con revestimiento bituminoso	0,0024
Fundición centrifugada	0,003

Tabla 7.35: Rugosidad absoluta de algunos materiales. FUENTE:  
[http://www.miliarium.com/prontuario/MedioAmbiente/Aguas/PerdidaCarga.htm#Darcy-Weisbach\\_%281875%29](http://www.miliarium.com/prontuario/MedioAmbiente/Aguas/PerdidaCarga.htm#Darcy-Weisbach_%281875%29).

Para las tuberías que circulan por el exterior del edificio obtenemos (L = 10 m):

$$r = \frac{\varepsilon}{D} = \frac{0,0015 \text{ mm}}{26 \text{ mm}} = 5,769 \cdot 10^{-5}$$

Ecuación 7.89

$$Re = \frac{\rho_{\text{glicol}} \cdot v_1 \cdot D_1}{\mu_{\text{glicol}}} = \frac{1.017 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot 0,576 \frac{\text{m}}{\text{s}} \cdot 26 \cdot 10^{-3} \text{m}}{1,6 \cdot 10^{-3} \frac{\text{N} \cdot \text{s}}{\text{m}^2}} = 9.519$$

Ecuación 7.90

El valor de f, podemos hallarlo introduciendo los valores en el **Gráfico 7.11**, o bien utilizando la ecuación adecuada para el valor del número de Reynolds.  $Re > 2.300$  indica que **no** estamos en régimen laminar.

$$Re < 2.300 \rightarrow f = \frac{64}{Re}$$

Ecuación 7.91

$$Re > 2.300 \rightarrow \frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \cdot \log \left( \frac{r}{3,7} + \frac{2,51}{Re \cdot \sqrt{f}} \right) \quad [\text{Ecuación Colebrook – White}]^{20}$$

Ecuación 7.92

Introduciendo los datos en la ecuación ----, obtenemos una pérdida de carga de 436,2 Pa.

$$\Delta P_{\text{tubería}}^{\text{ext}} = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot v_1^2 \cdot \left( \frac{L^{\text{ext}}}{D_1} \cdot f \right) = 2.011,24 \text{ Pa (despreciando pérdidas secundarias)}$$

Ecuación 7.93

Haciendo lo mismo con las tuberías del circuito primario que circulan por el interior del edificio (longitud de las tuberías: L = 25 m):

$$\Delta P_{\text{tubería}}^{\text{int}} = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot v_1^2 \cdot \left( \frac{L^{\text{int}}}{D_1} \cdot f \right) = 5.028,34 \text{ Pa (despreciando pérdidas secundarias)}$$

Ecuación 7.94

Las pérdidas totales en el primario serán la suma de las pérdidas producidas en los dos conductos que lo componen:

$$\Delta P_{\text{tubería}}^{\text{primario}} = \Delta P_{\text{tubería}}^{\text{ext}} + \Delta P_{\text{tubería}}^{\text{int}} = 7.039,68 \text{ Pa} \rightarrow 0,718 \text{ m. c. a}^{21}$$

Ecuación 7.95

<sup>20</sup> La **Ecuación 7.92** requiere realizar iteraciones.

<sup>21</sup> La unidad de presión m.c.a (metro columna de agua), equivale a la presión ejercida por una columna de agua pura de un metro de altura. Por tanto, 1 m.c.a = 9.806,65 Pa.

#### 7.7.5.1.2 Circuito secundario

Por el circuito secundario circula un gasto másico  $\dot{m}_2$  compuesto de agua (libre de anticongelante). Recordemos que ese gasto es el mismo que el circulante por el circuito primario  $\dot{m}_1$ , ya que hemos considerado un intercambiador simétrico.

El diámetro de la tubería será también del mismo valor:  $D_{\text{int}} = 26 \text{ mm}$ .

Es importante mencionar que las propiedades del fluido se han tomado para una temperatura media de 50 °C. Hemos elegido esta temperatura por ser un valor medio anual aproximado de la temperatura que tendrá el fluido.

La longitud de este circuito es considerablemente más grande que el anterior, en este caso tanto el intercambiador 1 como el tanque solar se encuentran próximos, reduciéndose la longitud de las tuberías. Esto se verá reflejado en una caída de presión bastante más pequeña que en el caso anterior.

#### 7.7.5.1.3 Circuito terciario

El gasto másico que hemos tomado para el diseño, es el existente durante los meses de verano, ya que es el valor máximo que alcanzará. En estos meses, el gasto de calefacción es nulo, por lo que  $\dot{m}_3 = \dot{m}_{\text{ACS}} = \dot{m}_T$ .

El diámetro interior de la tubería tomado es también de 26 mm.

#### 7.7.5.1.4 Circuito de ACS

Al igual que ocurría en el intercambiador 1, el circuito de ACS comparte el intercambiador 2 con el circuito terciario. Como también es considerado simétrico:  $\dot{m}_{\text{ACS}} = \dot{m}_T$ .

Igual que en los casos anteriores tomamos  $D_{\text{int}} = 26 \text{ mm}$ .

### 7.7.5.2 Bombas de circulación

Dotaremos de una bomba de circulación a cada circuito de la instalación. Preferentemente se utilizarán bombas tipo circuladores en línea.

En todo el sistema trataremos de tener reducidas caídas de presión, lo que permitirá que el tamaño de las bombas no sea muy grande y por tanto, tampoco sea su consumo y costes que implica.

La bomba elegida, deberá resistir la presión máxima del circuito, las averías producidas por efecto de las incrustaciones calizas y además ser compatible con el fluido de trabajo (agua, anticongelante, etc.).

Las bombas se montarán en las zonas más frías del circuito, siempre que sea posible, de este modo, reduciremos los problemas de cavitación. Se colocarán además con el eje de rotación en posición horizontal.

Puesto que nuestra instalación posee un área de captación inferior a 50 m<sup>2</sup>, no será necesario montar dos bombas idénticas en paralelo, para dejar una de ellas de reserva.

Las bombas de circulación impulsarán el caudal que ha de circular por cada circuito. Su presión compensará todas las pérdidas de carga que se producen en él. Por tanto, la presión de la bomba necesaria en cada caso dependerá de la magnitud de las pérdidas en el circuito.

Además, también tendrá que vencer la diferencia de alturas en que se encuentran los componentes.

$$\Delta P_{\text{bomba}} = \rho \cdot g \cdot (\Delta H + \Delta H_p)$$

Ecuación 7.96

Siendo,

$$\Delta H_p = \sum \Delta P_i \quad i = \text{componentes del circuito}$$

Ecuación 7.97

$$\Delta H = z_2 - z_1 \quad (\text{diferencia de alturas existente entre los componentes del circuito})$$

Ecuación 7.98

La potencia de la bomba ( $W_{\text{bomba}}$ ) dependerá del caudal del circuito, de la presión de la bomba y de su rendimiento, según:

$$W_{\text{bomba}} = \frac{Q \cdot \Delta P_{\text{bomba}}}{\eta}$$

Ecuación 7.99

#### 7.7.5.2.1 Circuito primario

La bomba del circuito primario tendrá que vencer la diferencia de alturas existente entre la ubicación de los captadores en la cubierta del edificio y el intercambiador 1, ubicado en los sótanos de las viviendas. Esa **diferencia de alturas** tiene un valor aproximado de 23 m. Además, habrá de vencer la **caída de presión en las tuberías** (tanto las de las que se encuentran en el exterior como las que están instaladas en el interior del edificio), la pérdida de presión **en los captadores** y la caída de presión del **lado caliente del intercambiador 1**.

Así,

$$\Delta H_p \text{ [m. c. a]} = \Delta P_{\text{intercambiador 1}} + \Delta P_{\text{tuberías}} + \Delta P_{\text{captadores}} \text{ [m. c. a]}$$

Ecuación 7.100

$$\Delta H = 23 \text{ m} \quad \eta = 0,25$$

Ecuación 7.101

Los resultados de las variables, se pueden ver en la **Tabla 7.37**. Posteriormente, empleando las ecuaciones **Ecuación 7.99** y **Ecuación 7.97**, hallaremos la potencia necesaria de la bomba.

#### 7.7.5.2.2 Resto de circuitos

Las bombas del resto de los circuitos se dimensionan de la misma manera, los valores de las diferentes variables se recogen en la **Tabla 7.37**.

Las bombas que serán instaladas en los circuitos serán bombas de circulación de rotor seco en línea de la marca DAB.

Permiten elevar el fluido hasta una altura de 40 metros, soportando temperaturas que van desde los -15 °C hasta los 120 °C y una presión máxima de trabajo de 16 bares. Elegiremos para cada caso el modelo con una potencia similar a la calculada.

El modelo CP 40/1900 T serviría para todos los circuitos, pues cuenta con una potencia máxima de 1,1 kW, potencia que supera cualquiera de la potencia requerida en los diferentes circuitos.

La longitud de las tuberías de los circuitos secundario, terciario y ACS de la **Tabla 7.37**, considera la ida y el retorno.

El caudal tomado para el circuito terciario y de ACS, es el caudal de un mes de verano, ya que será mayor que cuando exista demanda de calefacción. El dimensionamiento se debe hacer para el caso en el que circule más cantidad de fluido por las tuberías. Si la bomba es capaz de impulsar el fluido en ese caso, también lo hará cuando el fluido circulante por las tuberías sea inferior.



Circuito primario																								
Tuberías														Captadores		Intercambiadores		DATOS DE LA BOMBA A ELEGIR: bomba 1						
L [m]	m [kg/s]	ε [mm]	D int [mm]	D ext [mm]	ρ [kg/m³]	μ [Ns/m²]	Q [m³/s]	Sección [m²]	v fluido [m/s]	Re	r=ε/D [mm]/[mm]	f	ΔP tuberías [Pa]	ΔP tuberías [m.c.a]	ΔP tuberías total/L [m.c.a/m]	ΔP colectores [Pa]	ΔP colectores [m.c.a]	ΔP intercamb [Pa]	ΔP intercamb [m.c.a]	ΔH [m]	ΔH total [m]	ΔP bomba [Pa]	ηbomba [-]	Wbomba [W]
20	0,311	0,002	26,000	0,026	1017,000	1,600E-03	3,058E-04	5,309E-04	0,576	9518,690	5,769E-05	0,031	4022,675	0,410	2,051E-02	931,632	0,095	446,550	0,046	23,000	24,576	244941,465	0,250	299,514
50	0,311	0,002	26,000	0,026	1017,000	1,600E-03	3,058E-04	5,309E-04	0,576	9518,690	5,769E-05	0,031	10056,680	1,025										

Circuito secundario																								
Tuberías																Intercambiadores		DATOS DE LA BOMBA A ELEGIR: bomba 2						
L [m]	m [kg/s]	ε [mm]	D int [mm]	D ext [mm]	ρ [kg/m³]	μ [Ns/m²]	Q [m³/s]	Sección [m²]	v fluido [m/s]	Re	r=ε/D [mm]/[mm]	f	ΔP tuberías [Pa]	ΔP tuberías [m.c.a]	ΔP tuberías total/L [m.c.a/m]	ΔP intercamb [Pa]	ΔP intercamb [m.c.a]	ΔH [m]	ΔH total [m]	ΔP bomba [Pa]	ηbomba [-]	Wbomba [W]		
5	0,3	0,0015	26,0	0,0	987,7	5,319E-04	3,149E-04	5,309E-04	0,593	28535,713	5,769E-05	0,024	801,679	0,082	1,635E-02									
5	0,3	0,0015	26,0	0,0	987,7	5,319E-04	3,149E-04	5,309E-04	0,593	28535,713	5,769E-05	0,024	801,679	0,082										

Circuito terciario																								
Tuberías																Intercambiadores		DATOS DE LA BOMBA A ELEGIR: bomba 4						
L [m]	m [kg/s]	ε [mm]	D int [mm]	D ext [mm]	ρ [kg/m³]	μ [Ns/m²]	Q [m³/s]	Sección [m²]	v fluido [m/s]	Re	r=ε/D [mm]/[mm]	f	ΔP tuberías [Pa]	ΔP tuberías [m.c.a]	ΔP tuberías total/L [m.c.a/m]	ΔP intercamb [Pa]	ΔP intercamb [m.c.a]	ΔH [m]	ΔH total [m]	ΔP bomba [Pa]	ηbomba [-]	Wbomba [W]		
14	0,311	0,0015	26	0,026	987,70	5,319E-04	3,149E-04	5,309E-04	0,593	28535,713	5,76923E-05	0,024	2244,701	0,229	1,635E-02									

primario, supongo que no hay calefacción, que será cuando más fluido circule por la bomba.

Circuito ACS																								
Tuberías																Intercambiadores		DATOS DE LA BOMBA A ELEGIR: bomba 5						
L [m]	m [kg/s]	ε [mm]	D int [mm]	D ext [mm]	ρ [kg/m³]	μ [Ns/m²]	Q [m³/s]	Sección [m²]	v fluido [m/s]	Re	r=ε/D [mm]/[mm]	f	ΔP tuberías [Pa]	ΔP tuberías [m.c.a]	ΔP tuberías total/L [m.c.a/m]	ΔP intercamb [Pa]	ΔP intercamb [m.c.a]	ΔH [m]	ΔH total [m]	ΔP bomba [Pa]	ηbomba [-]	Wbomba [W]		
15	0,311	0,0015	26	0,026	987,70	5,319E-04	3,149E-04	5,309E-04	0,593	28535,713	5,769E-02	0,024	2405,037	0,245	1,635E-02									

Tabla 7.37: Diseño de las bombas de impulsión. Potencia mínima que deben tener las bombas para cada circuito.

Tabla 7.36: Comprobación de que las pérdidas de carga por metro cumplen la condición exigida por el PCT.

	ΔP tuberías total/L [m.c.a/m]		ΔP tuberías total/L permitido [m.c.a/m]
Circuito 1	0,020510	<	0,04
Circuito 2	0,016350		
Circuito 3	0,016350		
Circuito ACS	0,016350		

<sup>22</sup> Las propiedades de los fluidos que circulan por la tubería (densidad, viscosidad, Re, etc. se han tomado para una temperatura de 50 °C.

### 7.7.5.3 Vasos de expansión

Los vasos de expansión admiten dos variantes: vaso de expansión abierto o cerrado.

En cuanto a optar por un sistema abierto o cerrado, nos descartaremos siempre que sea posible por uno abierto, pues los depósitos de expansión cerrados suelen dar problemas a lo largo de la vida de la instalación. No obstante, los vasos de expansión cerrados tienen mejores prestaciones y son más versátiles a la hora de instalarlos.

En nuestro caso, no es posible decantarnos por un vaso abierto, ya que las temperaturas alcanzadas en el circuito primario superan los 90 °C, por lo que el vaso de expansión de al menos el circuito primario será cerrado. El circuito primario además, se encuentra presurizado, una razón añadida por la que el sistema de expansión debe ser cerrado.

Las características principales que debe cumplir son las siguientes:

- La temperatura extrema del circuito primario será, como mínimo, la temperatura de estancamiento del captador.
- El dispositivo de expansión cerrado del circuito de captadores deberá estar dimensionado de tal forma que, incluso después de una interrupción del suministro de potencia a la bomba de circulación del circuito de captadores justo cuando la radiación solar sea máxima, se pueda restablecer la operación automáticamente cuando la potencia esté disponible de nuevo.

Para su dimensionamiento emplearemos el capítulo 9 de la norma UNE 100155.

Realizaremos con detalle los cálculos para el circuito primario, mientras que para el resto de circuitos tan sólo expondremos el resultado de cada una de las variables. El cálculo se realiza de idéntica manera.

Los vasos de expansión se conectarán en la aspiración de la bomba siempre que sea posible.

#### 7.7.5.3.1 Circuito primario

El coeficiente de expansión, representa la relación entre el volumen útil del vaso de expansión, (que debe ser igual al volumen del fluido expansionado), y el volumen de fluido contenido en la instalación:

$$C_e^{\text{fluido}} = \frac{V_u}{V}$$

Ecuación 7.102

Cuando las temperaturas de la instalación se elevan, afectan tanto al fluido como a los componentes, por lo supondrá tanto un aumento del volumen del fluido como un aumento del volumen disponible.

La variación neta del volumen de agua que debe ser absorbida por el sistema de expansión puede expresarse mediante la siguiente **Ecuación 7.103**.

$$C_e^{\text{agua}} = (-33,48 + 0,738 \cdot T) \cdot 10^{-3} \quad \text{para temperaturas desde } 70^{\circ}\text{C hasta } 140^{\circ}\text{C}.$$

Ecuación 7.103

Siendo T, la temperatura máxima del circuito expresada en °C.



Cuando el fluido caloportador no sea agua, sino una solución de glicol etilénico, le aplicaremos un factor de corrección:

$$f_c = a \cdot (1,8 \cdot T + 32)^b$$

**Ecuación 7.104**

$$C_e^{\text{fluido}} = f_c \cdot C_e^{\text{agua}}$$

**Ecuación 7.105**

En nuestro caso el fluido circulante por el circuito primario, es una disolución de propilen-glicol, que aunque no sea exactamente la misma indicada en la norma, es bastante similar. Por lo que aplicaremos el factor de corrección indicado.

$$a = -0,0134 \cdot (G^2 - 143,8 \cdot G + 1.918,2) = 29,933$$

**Ecuación 7.106**

$$b = 3,5 \cdot 10^{-4} \cdot (G^2 - 94,57 \cdot G + 500) = -0,589$$

**Ecuación 7.107**

Donde G indica el % en volumen del glicol en agua, que en nuestro caso es de un 40 %.

Con los valores obtenidos de “a” y “b” y un valor de la temperatura máxima de 115 °C, el coeficiente de corrección tiene un valor:  $f_c = 1,189$ , con lo que  $C_e^{\text{fluido}} = 1,189 \cdot 0,05139 = 0,0611$ .

El volumen total del vaso se calcula como:

$$V_t = V \cdot C_e \cdot C_p$$

**Ecuación 7.108**

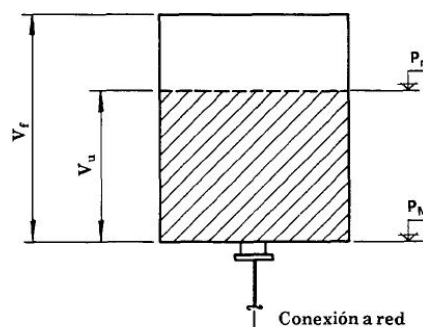
El coeficiente de presión ( $C_p$ ), es mayor que la unidad y representa el cociente entre el volumen total y el volumen útil del vaso de expansión.

$$C_p = \frac{V_t}{V_u}$$

**Ecuación 7.109**

La expresión del coeficiente de presión será distinta dependiendo de si empleamos un vaso de expansión con o sin diafragma.

**Figura 7.22: Vaso de expansión cerrado con diafragma. FUENTE: Norma UNE 100155.**



$$V_u = C_e \cdot V$$

$$V_t = C_e \cdot V \cdot \frac{1}{1 - \frac{P_m}{P_M}}$$

**Fig. 13 – Vaso de expansión cerrado con diafragma**

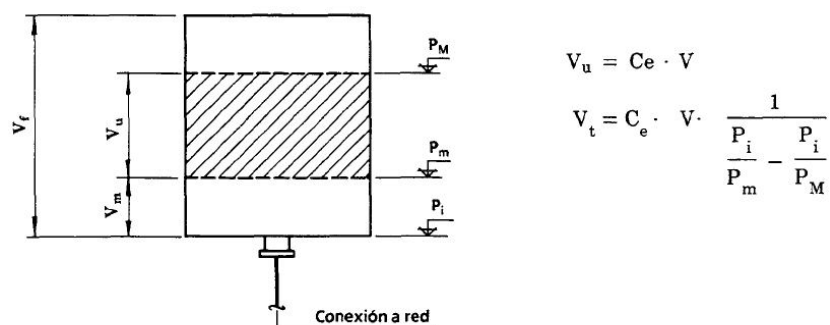


Fig. 14 – Vaso de expansión cerrado sin diafragma

Figura 7.23: Vaso de expansión cerrado sin diafragma. FUENTE: Norma UNE 100155.

Nosotros emplearemos un vaso con diafragma. Las magnitudes representadas en la figura se definen a continuación:

- **P<sub>M</sub>**: Es la presión máxima de trabajo. Se obtiene añadiendo a la presión de tarado de la válvula de seguridad, que es la máxima a la que puede funcionar la instalación (supondremos una presión de 3 bares), la presión atmosférica. La expresaremos en bares (3+1 = 4 bar).
- **P<sub>m</sub>**: Es la presión mínima de trabajo o presión absoluta de altura, que obtendremos añadiendo a la presión de la columna de líquido, que soporte el vaso (supondremos 23 m de altura, por lo que la presión será:  $P = \rho \cdot g \cdot h$ ), la presión atmosférica. También expresada en bares.
- **V<sub>u</sub>**: es el volumen útil del vaso de expansión, que es igual al volumen ocupado por el fluido expansionado.
- **V**: Es el volumen almacenado en el circuito. Se calculará como:

$$V[l] = V_{\text{captadores}} + V_{\text{intercambiador 1.lado 1}} + V_{\text{tuberías}}^{\text{circuito 1º}}$$

Ecuación 7.110

$$V_u [l] = C_p \cdot V [l] = 0,0611 \cdot V [l]$$

Ecuación 7.111

- **V<sub>t</sub>**: Volumen total del vaso [l].

Las variables implicadas en el cálculo y los valores asignados a éstas, pueden verse en la **Tabla 7.38**.

### 7.7.5.3.2 Circuito secundario

El circuito secundario contiene al **tanque solar** de almacenamiento. Un tanque de almacenamiento, supone un gran volumen de fluido, con lo que la manera de proceder es un poco diferente. En esta circunstancia particular, el tanque realizará una doble función: su función común de acumulación y además, actuará él mismo como vaso de expansión.

El dimensionamiento se hará de idéntica manera que en el apartado anterior, incluyéndose el volumen del tanque en el recuento de volumen total del circuito secundario. Una vez determinado el volumen total requerido para el vaso de expansión, se sumará a la capacidad del tanque dimensionado.

Esta situación, puede obligarnos a aumentar el tamaño del tanque solar. Veamos, como ejemplo, lo que ocurre en el circuito secundario.

En el **apartado 7.7.2**, se determinó, que el volumen del tanque solar ( $V_1$ ) requerido estaría comprendido en el rango  $1.102,5 \text{ l} < V_1 < 3.969 \text{ l}$ , por lo que se tomó  $V_1 = 2.000 \text{ l}$ .

De acuerdo con la Tabla --, el vaso de expansión deberá tener un volumen de aproximadamente  $161 \text{ l}$ . Como  $V_1^{\text{mínimo}} = 1.103 \text{ l}$  y el tanque es de  $2.000$  litros, sobra en el tanque un volumen de:

$$\Delta V_1^{\text{libre}} = 2.000 - 1.103 = 897 \text{ l} > 161 \text{ l requeridos por el vaso}$$

**Ecuación 7.112**

Como queda libre suficiente capacidad en el tanque para albergar el volumen del vaso de expansión, el tamaño del tanque será suficiente. Damos por bueno, que el volumen del tanque solar sea de  $2.000$  litros de capacidad.

El volumen de expansión de este vaso, resulta ser el de mayor tamaño, ya que considera la expansión del tanque de almacenamiento.

### 7.7.5.3.3 Circuito terciario

Este circuito también contiene al tanque de almacenamiento. De manera, que el volumen del tanque tendrá que ser capaz de permitir la expansión del fluido acumulado en el circuito secundario, el circuito terciario y el tanque. El volumen del tanque será considerado una sola vez, por pertenecer a ambos circuitos simultáneamente.

Finalmente, el volumen de expansión requerido para este circuito según la **Tabla 7.38** es de  $0,949$  litros. De manera que:

$$\Delta V_1^{\text{libre}} = 2.000 - 1.103 = 897 \text{ l} > 161 \text{ l} + 0,949 \approx 162 \text{ l}$$

**Ecuación 7.113**

El volumen del tanque tiene suficiente espacio libre, para soportar la expansión de ambos circuitos (primario y secundario) y del propio tanque.

Circuito primario														
$T_{\max}$ [°C]	$P_M$ [bar]	$P_m$ [bar]	$C_p = P_M/P_m$ [-]	$V_{\text{captadores}}$ [l]	$V_{\text{intercambiador}}$ [l]	$D_{\text{int.tubería}}$ [m]	$L_{\text{tubería}}$ [m]	$V_{\text{tuberías}}$ [l]	$V$ [l]	$C_e^{\text{agua}}$ [-]	$f_c$ [-]	$C_e^{\text{fluido}}$ [-]	$V_t$ [l]	$V_u$ [l]
115	4	3,292	5,652	15	0,75	0,026	70	37,165	52,915	0,051	1,189	0,061	18,273	3,233

**NOTA:** Se toma una presión de 3 bar en el circuito primario.

G	a	b
40	29,920	-0,589

Circuito secundario														
$T_{\max}$ [°C]	$P_M$ [bar]	$P_m$ [bar]	$C_p = P_M/P_m$ [-]	$V_{\text{tanque}}$ [l]	$V_{\text{intercambiador}}$ [l]	$D_{\text{int.tubería}}$ [m]	$L_{\text{tubería}}$ [m]	$V_{\text{tuberías}}$ [l]	$V$ [l]	$C_e^{\text{agua}}$ [-]	$f_c$ [-]	$C_e^{\text{fluido}}$ [-]	$V_t$ [l]	$V_u$ [l]
113	4	1,000	1,333	2000	0,75	0,026	10	5,309	2.006,6	0,050	1,200	0,060	160,145	120,11

**NOTA:** Se considera una presión de 3 bar en el circuito secundario. Además, se supondrá que los componentes están a la misma altura.

G	a	b
40	29,920	-0,589

Circuito terciario														
$T_{\max}$ [°C]	$P_M$ [bar]	$P_m$ [bar]	$C_p = P_M/P_m$ [-]	$V_{\text{tanque}}$ [l]	$V_{\text{intercambiador}}$ [l]	$D_{\text{int.tubería}}$ [m]	$L_{\text{tubería}}$ [m]	$V_{\text{tuberías}}$ [l]	$V$ [l]	$C_e^{\text{agua}}$ [-]	$f_c$ [-]	$C_e^{\text{fluido}}$ [-]	$V_t$ [l]	$V_u$ [l]
110	2	1,000	2,000	0 <sup>23</sup>	0,75	0,026	14	7,433	8,183	0,048	1,216	0,058	0,949	0,475

**NOTA:** Se considera una presión de 1 bar en el circuito terciario. Además, se supondrá que los componentes están a la misma altura.

G	a	b
40	29,920	-0,589

Tabla 7.38: Dimensionamiento de los vasos de expansión en el circuito primario, secundario y terciario.

<sup>23</sup> En este circuito no ponemos un volumen de 0 litros porque ya hemos considerado la capacidad del tanque en el circuito secundario. Se recuerda que el “vaso de expansión” va incluido en el interior del tanque.

#### 7.7.5.3.4 Purga de aire

En los puntos más altos de la salida de baterías de captadores en todos aquellos puntos donde pueda quedar aire acumulado, se colocarán sistemas de purga constituidos por botellines de aireación y purgador manual o automático. El volumen útil del botellín será superior a  $100 \text{ cm}^3$ . Este volumen podrá disminuirse si se instala a la salida del circuito solar y antes del intercambiador un desaireador con purgador automático.

En el trazado de tuberías se evitará los caminos tortuosos, para evitar que quede aire atrapado. Los trazados horizontales tendrán siempre una pendiente mínima del 1 % en el sentido de la circulación.

Además, cuando se prevea la formación de vapor en el circuito, se evitará el uso de purgadores automáticos.

#### 7.7.5.4 Drenaje

Los conductos de drenaje de las baterías de captadores se diseñarán de forma que no puedan congelarse.

#### 7.7.5.5 Otros componentes adicionales

La instalación cuenta con numerosos componentes adicionales que no se han mencionado a lo largo del documento por razones varias.

Se ha tratado de resumir los componentes más importantes de la instalación, pero es importante **no olvidar** que además de éstos, **la instalación contará con algunos componentes más.**

Algunos de ellos se describen brevemente a continuación.

##### 7.7.5.5.1 Valvulería

Toda la red de tuberías está conexas por válvulas que regulan el funcionamiento de la instalación en función de las condiciones instantáneas y de la programación que tenga.

Existen diferentes tipos de válvulas dependiendo de la función que desempeñen. A continuación se nombran los tipos más básicos que se emplearán en el proyecto.

- ✓ **Válvulas de retención:** Para evitar la circulación del fluido en sentido inverso.
- ✓ **Válvulas de corte:** También se incluyen válvulas de corte de tipo esfera a la entrada y salida de todos los componentes, de tal modo que permitan una fácil sustitución o reparación sin necesidad de realizar el vaciado completo de la instalación. Estas válvulas irán taradas según condiciones extremas de funcionamiento de cada uno de dichos componentes, es decir, se instalarán una válvula de corte en la impulsión y retorno del campo de colectores, en la aspiración e impulsión de la bomba, y en todas las entradas y salidas al depósito y al intercambiador
- ✓ **Válvulas de 3 vías:** Permiten cambiar el modo de funcionamiento “normal” del circuito. La válvula de 3 vías permite que el fluido circule en una dirección o en otra en función de si existe consumo o no y de la temperatura de los depósitos de almacenamiento.
- ✓ **Válvulas de seguridad:** Todos los circuitos irán provistos de válvulas de seguridad de tipo resorte taradas a una presión que garantice que en cualquier punto no se superará la presión máxima de trabajo del elemento más delicado de la instalación, es decir la presión de diseño. Estas válvulas irán situadas en el campo de colectores, vaso de expansión y acumulador.

##### 7.7.5.5.2 Sistemas adicionales de seguridad en el circuito primario

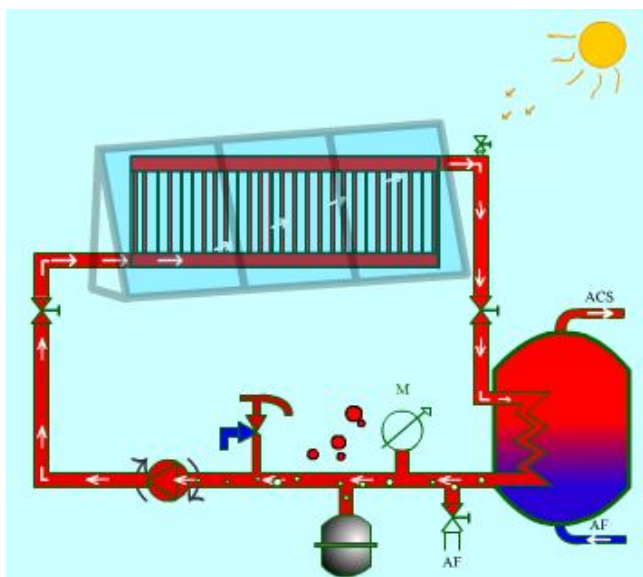
###### ✂ Disipadores de calor

En caso de que coincida una relativa gran aportación energética solar y con una muy baja demanda de calor, y además se produzca la parada de la bomba de la instalación (situación típica durante el verano), el agua de los colectores alcanza muy altas temperaturas (por encima de los 90 °C). Esta situación puede conducir a fenómenos de cavitación, incrustaciones calcáreas y corrosiones lo que conlleva al deterioro de la instalación

en todos sus niveles y finalmente llegar a temperaturas de riesgo de más de 200 °C con pérdidas de agua y escapes de vapor.

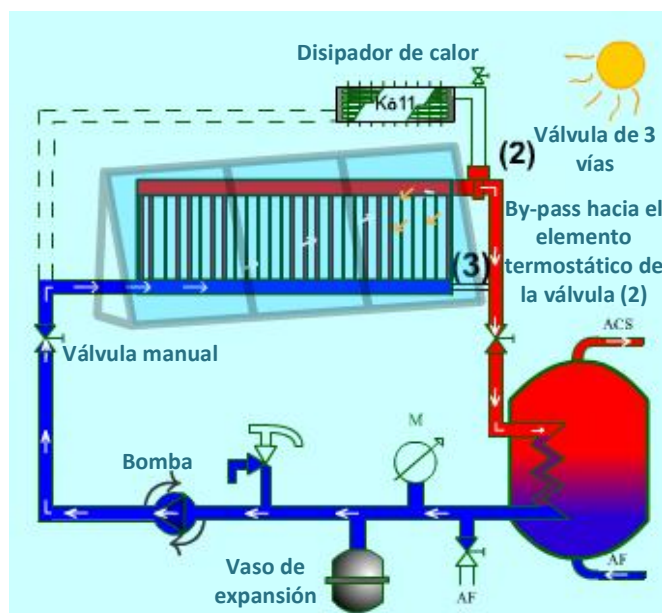
Esta situación puede prevenirse instalando un equipo de disipación en el circuito primario. En la **Figura 7.25** se ha instalado un intercambiador de calor (disipador) junto con una válvula de 3 vías.

Figura 7.24: Situación de riesgo en el circuito primario debido a que pueda existir una gran aportación energética solar coincidente con una muy baja demanda de calor en la instalación. Se alcanzan altas temperaturas en el fluido del circuito primario.



En caso de tener esta instalación se pueden producir tres situaciones diferentes:

- **Situación de no peligro.**



Con temperaturas de ida inferiores a 90 °C, la vía media (2) de la válvula de 3 vías se mantiene cerrada, impide la circulación a través del intercambiador y el fluido caliente va directamente a la instalación. El intercambiador permanece frío y fuera de servicio.

Figura 7.25: Situación de no peligro. La válvula de tres vías permanece cerrada. FUENTE: Referencia [V].

- **Situación de peligro (altas temperaturas) debido a una baja demanda energética: Enfriamiento parcial.**

Cuando se interrumpe el funcionamiento de la bomba (avería, corte eléctrico, periodo vacacional, etc.) rápidamente se eleva la temperatura de los colectores solares. Cuando la temperatura de salida de los colectores alcanza los 105 °C estamos en una situación de riesgo, por lo que quedan abiertas las 3 vías de la válvula (2). En estas condiciones, el 50% del agua de retorno irá hacia el disipador de calor y el otro 50% entrará en los colectores. La válvula de 3 vías mezclará ambas corrientes antes de ir a la instalación de nuevo. La capacidad enfriadora del intercambiador es la suficiente para estabilizar la temperatura de la instalación por debajo de los 105 °C, incluso con temperaturas exteriores de hasta los

40 °C. En los casos límite de formación de vapor, el intercambiador será un excelente condensador por su extraordinario aumento de rendimiento y el agua condensada regresará, a través de la válvula, de nuevo a los colectores.

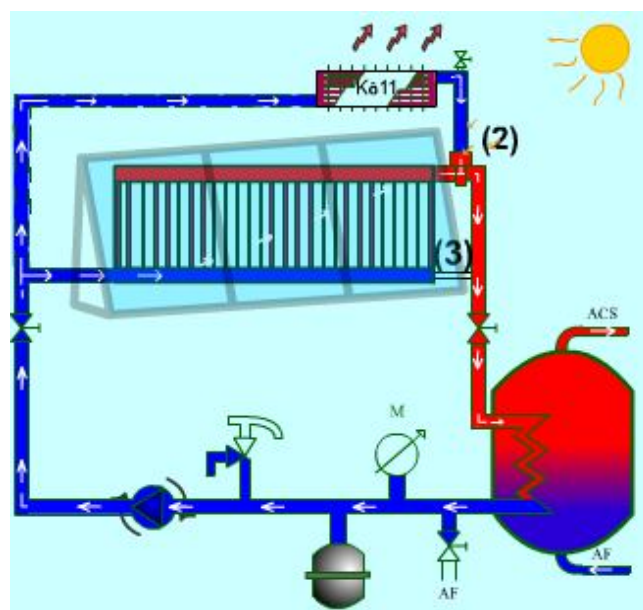


Figura 7.26: Situación de baja demanda energética. FUENTE: Referencia [V].

- **Situación de máximo peligro (altas temperaturas) debido al paro de la bomba: Enfriamiento total.**

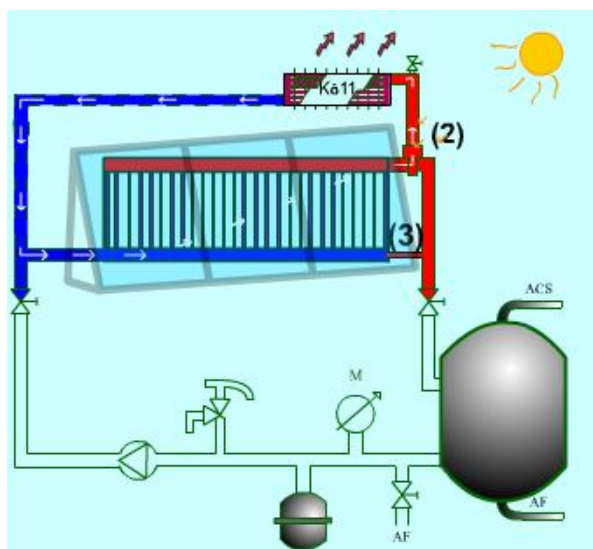


Figura 7.27: Situación de peligro debido al paro o avería de la bomba. FUENTE: Referencia [V].

Sin circulación forzada, se establece otra por gravedad a través del tuyo by-pass (3) de pequeño diámetro y así se lleva la tempera más alta de los colectores al elemento termostático de la válvula de 3 vías (2). Ahora la apertura de la válvula dará lugar a la circulación termosifónica en sentido contrario al caso anterior, y el intercambiador disipará todo el calor generado por encima del nivel de temperatura.



### ✂ Termostato con función antihielo

Para evitar un posible congelamiento del agua que circula por los paneles cuando la temperatura exterior es muy baja, se instala un termostato con función antihielo de modo que si la temperatura del fluido que circula por el interior de los colectores es muy baja ( $\approx 3-4^{\circ}\text{C}$ ) entrará en funcionamiento una resistencia que aumentará la temperatura del fluido hasta que el riesgo de congelación desaparezca.

#### 7.7.5.5.3 Sistema de control automático

El sistema de control estará formado por una centralita de regulación programable. Esta centralita actuará sobre las válvulas, sobre las bombas y sobre la caldera determinando su funcionamiento según los valores que se recogen en los sensores de medición y según la programación que se haya realizado al controlador. Es de vital importancia una buena colocación de los sensores para obtener medidas reales y así hacer que el sistema responda de la manera más eficiente posible.

Una de las claves para optimizar la eficiencia de la producción solar a parte de un correcto diseño y puesta en marcha de la instalación es la programación del sistema de control, ya que por mucha energía que el sistema solar sea capaz de captar, si posteriormente se produce una mala gestión y control del funcionamiento de los diferentes componentes (caldera, sensores, válvulas, etc.), no se optimizará el aprovechamiento del calor solar.

### 7.7.6 Diseño del Circuito de Calefacción

En la actualidad, tenemos a nuestro alcance, múltiples soluciones para calefactar nuestro hogar.

Los sistemas que funcionan con aire, están tendiendo a emplearse cada vez menos, mientras que otros, como el suelo radiante, es cada día más común.

Mientras que en el pasado, el único objetivo de un sistema de calefacción, era el de calentar una vivienda, hoy en día el confort y el calentamiento, están al mismo nivel de importancia.

Si comparamos los sistemas de calefacción clásicos con los sistemas radiantes, encontramos múltiples ventajas, desde el punto de vista del confort.

COMPARACIÓN DE SISTEMAS DE CALEFACCIÓN	
SISTEMAS CLÁSICOS	CLIMATIZACIÓN RADIANTE
<ul style="list-style-type: none"><li>• Transmisión de calor por convección.</li></ul>	<ul style="list-style-type: none"><li>• Transmisión del calor por radiación.</li></ul>
<ul style="list-style-type: none"><li>• Distribución de temperaturas no homogénea.</li></ul>	<ul style="list-style-type: none"><li>• Distribución más homogénea de temperaturas en el interior → menor cantidad de corrientes de aire → menor movimiento de polvo (<b>más higiénico</b>).</li></ul>
<ul style="list-style-type: none"><li>• Velocidad del aire <math>\approx 0,2</math> m/s.</li></ul>	<ul style="list-style-type: none"><li>• Velocidad del aire <math>\approx 0,05</math> m/s.</li></ul>
<ul style="list-style-type: none"><li>• T aire interior <math>\approx 21</math> °C.</li></ul>	<ul style="list-style-type: none"><li>• T aire interior <math>\approx 18</math> °C.</li></ul>
<ul style="list-style-type: none"><li>• T paredes <math>\approx 17</math> °C.</li></ul>	<ul style="list-style-type: none"><li>• T paredes <math>\approx 20</math> °C.</li></ul>
<ul style="list-style-type: none"><li>• Salto térmico mayor entre superficies y cuerpo humano.</li></ul>	<ul style="list-style-type: none"><li>• Menor salto térmico entre el cuerpo humano y las superficies.</li></ul>
<ul style="list-style-type: none"><li>• Humedad relativa <math>\approx 50</math> %.</li></ul>	<ul style="list-style-type: none"><li>• Humedad relativa <math>\approx 50</math> %.</li></ul>
<ul style="list-style-type: none"><li>• T impulsión ↑: en el caso de los radiadores es de unos 85 °C.</li></ul>	<ul style="list-style-type: none"><li>• T impulsión <math>\approx 35 - 45</math> °C → <b>Mayor ahorro energético</b>.</li></ul>
<ul style="list-style-type: none"><li>• Mayor inercia térmica.</li></ul>	<ul style="list-style-type: none"><li>• Gran superficie de intercambio de calor → Inercia Térmica ↓</li></ul>
<ul style="list-style-type: none"><li>• Restan espacio a las instancias.</li></ul>	<ul style="list-style-type: none"><li>• Aumento de espacio disponible en la habitación.</li></ul>
	<ul style="list-style-type: none"><li>• Mejor estética.</li></ul>
	<b>MAYOR NIVEL DE CONFORT CONSEGUIDO</b>

Tabla 7.39: Comparación entre el sistema clásico/sistema radiante de calefacción.

Tal y como se puede ver en la **Tabla 7.39**, las ventajas de los sistemas radiantes superan con creces a los sistemas convencionales (tanto de aire como radiadores).

En la **Figura 7.28**, puede verse que la distribución de temperaturas de un sistema radiante se aproxima mucho más a la distribución de calor ideal. En los sistemas radiantes (en este caso, se está representando el suelo radiante) la temperatura del ambiente, permanece prácticamente constante desde una distancia de 0,1 m del suelo hasta casi alcanzar el techo de la vivienda.

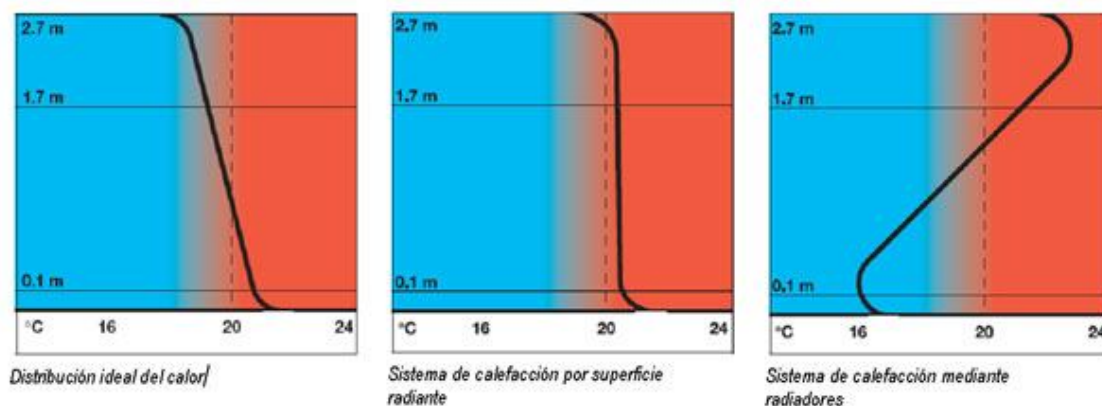


Figura 7.28: Distribución de temperaturas de diferentes sistemas de calefacción. FUENTE: <http://www.interempresas.net/Energia/Articulos/35243-Sistemas-radiantes-sostenibilidad-y-ahorro-energetico.html>.

La sensación de bienestar resulta muy vulnerable a la relación existente entre la temperatura ambiente y la temperatura de las superficies de la habitación calefactada. De modo, que si hay una diferencia térmica elevada entre ambas, porque una de ellas sea baja, se traducirá en una sensación de frío, representado en color azul en la **Figura 7.29**. De forma opuesta si alguna de ellas es demasiado alta, la sensación será de demasiado calor. Para conseguir confort, debemos movernos en la zona anaranjada, donde el salto térmico entre ambas, no será demasiado alto.

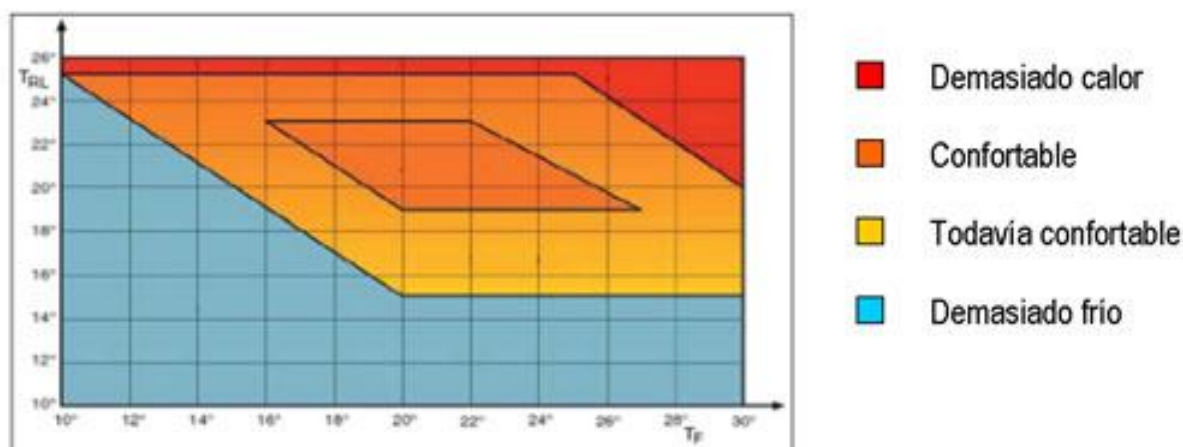


Figura 7.29: Sensación de confort en función de la temperatura ambiente ( $T_{RL}$ ) y de la temperatura de las superficies que rodean el ambiente ( $T_F$ ). FUENTE: <http://www.interempresas.net/Energia/Articulos/35243-Sistemas-radiantes-sostenibilidad-y-ahorro-energetico.html>.

Como se puede ver, la sensación de confort, requiere una buena combinación de los diferentes factores de los que depende: velocidad del aire, temperaturas, salto térmico, distribución de temperatura con la altura, humedad, forma de transmisión del calor, etc. Tendremos que tener todos ellos en cuenta para la optimización del resultado.

El sistema radiante que hemos elegido, quizás no sea el mejor en cuanto a confort se refiere, pero conlleva una serie de características, que lo hacen muy práctico. Instalaremos paneles radiantes en el techo y las paredes.

Dado el elevado número de ventanas y la amplitud de éstas, que hay en las habitaciones que vamos a calefactar (situadas en la última planta), el área de las paredes resulta insuficiente para atender la demanda. Por lo que, además de las paredes, emplearemos el techo para instalar los paneles radiantes.

En otros edificios, con una distribución de ventanas diferente a la nuestra, probablemente bastaría emplear el área de una de estas zonas, bien del techo o de las paredes.

Este tipo de paneles no se emplean para el suelo. Así que, en lugar de emplear dos sistemas distintos para el suelo y las paredes, hemos optado por esta alternativa, que no significa que sea la mejor.

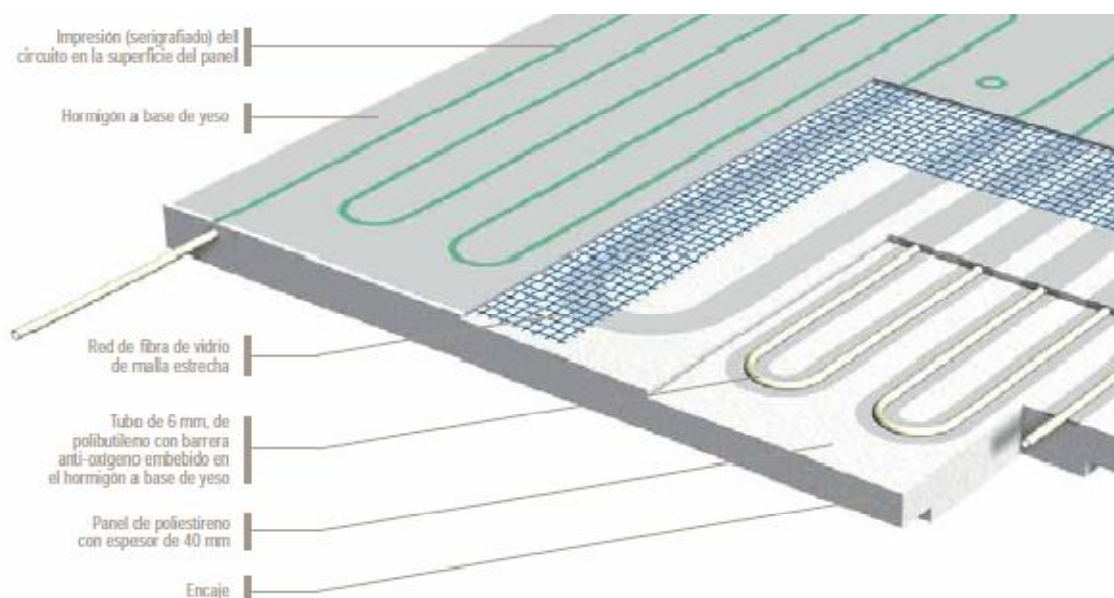
La demanda térmica que debemos satisfacer en las habitaciones resulta ser bastante alta, debido a la climatología que nos encontramos en nuestra ubicación, caracterizada por inviernos duros, largos y fríos.

Los paneles radiantes empleados (**b!klimax**) son ligeros, manejables y fáciles de instalar. Tienen prestaciones elevadas, ya que consiguen emitir altas potencias específicas ( $W/m^2$ ).

Podemos elegir entre gran variedad de acabados, lo que permite una buena adaptabilidad y los hace aptos para oficinas, viviendas, salas de exposiciones y otros tipos de instalaciones.

Otra característica que los hace muy versátiles, es que pueden emplearse como techos y paredes refrescantes.

La **Figura 7.30** muestra los materiales que componen este tipo de paneles. Están realizados de poliestireno estampado con una densidad de  $30\text{ kg/m}^3$  y un espesor de 40 mm. Los laterales están rematados para evitar los puentes térmicos en contacto con la estructura de sustentación.



**Figura 7.30: Composición y materiales de las diferentes capas de un panel radiante b!klimax.**

En su interior están alojadas las tuberías de polibutileno, de 6 mm de diámetro, recubiertas posteriormente con una capa especial de hormigón a base de yeso fibroreforzado para aumentar el rendimiento térmico.

Además, para poder aprovechar una mayor superficie del techo y pared, evitando que queden superficies sin cubrir, tenemos paneles radiantes de tres tamaños diferentes, según indica la **Figura 7.31**. Por el interior de

los dos más pequeños existirá una única tubería, mientras que el panel de mayor tamaño tendrá dos circuitos.

### Dimensiones

#### Panel radiante 600 cod. 6100595

- > Dimensiones: 600x600x40 mm
- > Densidad: 30 Kg/m<sup>3</sup>
- > Peso: 2.8 Kg
- > Tubería de PB BAO Ø 6x1 mm
- > N° 1/2 circuito elemental de 8 m
- > Superficie radiante 0.36 m<sup>2</sup>

#### Panel radiante 1200 cod. 6101200

- > Dimensiones: 1200x600x40 mm
- > Densidad: 30 Kg/m<sup>3</sup>
- > Peso: 5.5 Kg
- > Tubería de PB BAO Ø 6x1 mm
- > N° 1 circuito elemental de 15 m
- > Superficie radiante 0.72 m<sup>2</sup>

#### Panel radiante 2200 cod. 6102200

- > Dimensiones: 2200x600x40 mm
- > Densidad: 30 Kg/m<sup>3</sup>
- > Peso: 10.5 Kg
- > Tubería de PB BAO Ø 6x1 mm
- > N° 2 circuitos elementales de 14 m cada uno
- > Superficie radiante 1.32 m<sup>2</sup>

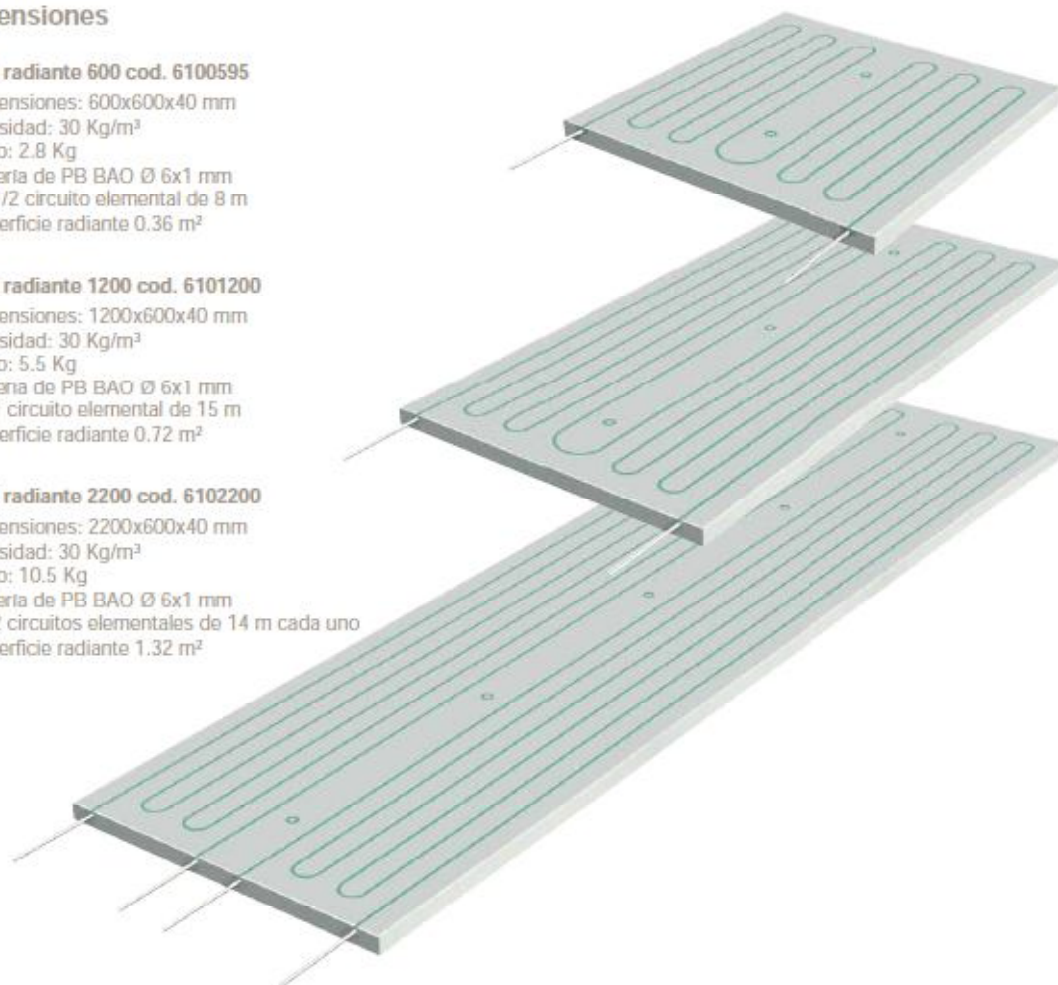


Figura 7.31: Dimensiones disponibles para los paneles.

La instalación de los paneles en techo y pared requiere la instalación de perfiles metálicos para el falso techo. Éstos servirán a su vez, como soporte de los paneles. El falso techo usa guías compuestas por perfiles de clic, donde se enganchan los perfiles comunes con forma de C.

El espacio que queda entre los paneles y el falso techo debe ser suficiente para contener las tuberías que traerán el fluido caliente hasta los paneles.



Figura 7.32: Detalle constructivo del falso techo.

El **flujo de agua** recomendado para el circuito primario, cuyo tubo tiene un diámetro exterior ( $d_{ext}$ ) igual a 6 mm y un espesor de 1 mm, es de **20 kg/h**, así pues, la velocidad de circulación será de 0,44 m/s.

$$Q_{CAL} = v \cdot A \cdot \rho = v \cdot \frac{\pi \cdot d_{int}^2}{4} \cdot \rho = 0,44 \frac{m}{s} \cdot \frac{\pi \cdot (4 \cdot 10^{-3})^2}{4} \cdot 1 \frac{kg}{dm^3} \cdot \frac{dm^3}{10^{-3}m^3} \cdot \frac{3.600s}{h} = 19,91 \frac{kg}{h}$$

$$= 0,0055 \text{ kg/s}$$

La velocidad nominal de los circuitos elementales, que son los que circulan por el interior de los paneles deberá estar entre 0,2 m/s para prevenir bolsas de aire en las bombas y 0,8 m/s para que el ruido provocado durante el funcionamiento no sea elevado.

En los circuitos generales (circuitos primarios 20 x 2 mm), las velocidades de circulación estarán entre los 0,3 m/s y 0,6 m/s, por las mismas razones que antes.

La simulación del funcionamiento de la calefacción no será totalmente fiel a la realidad. El correcto funcionamiento de los paneles requiere un caudal específico. Éste caudal será el que funcione realmente, mientras que los valores obtenidos en Mathcad, serán orientativos.

La calefacción se encenderá cuando exista demanda y circulará el caudal recomendado por el fabricante de los paneles. En caso, de que el aporte solar sea suficiente para calentar el agua, la demanda se surtirá del calor almacenado hasta que la temperatura del tanque disminuya hasta no ser suficiente. En ese momento, será la caldera, la encargada de calentar el agua hasta la temperatura apropiada.

Por tanto, no tendremos muy en cuenta los valores numéricos de los flujos máxicos obtenidos en Mathcad. No obstante, sí nos servirán para hacer una estimación de la fracción de calefacción que puede obtener nuestra instalación mediante la radiación solar.

En los planos del [ANEXO 14.3](#), pueden verse las características de las paredes y techo de las habitaciones indicadas en la [Tabla 7.40](#). No todas las superficies son aptas, puesto que hay una gran superficie ocupada por ventanas y puertas. Por lo que, en la tabla se resumen las paredes consideradas, con su respectivas áreas, y también, con los paneles instalados en cada una de ellas, que supondrá finalmente, el área ocupada.

HABITACIÓN 2						
Superficies	Características	Dimensiones [m x m]	Área disponible[m <sup>2</sup> ]	Paneles instalados	Área ocupada por paneles [m <sup>2</sup> ]	Distribuidores
Paredes	En contacto con el baño	3,38 x 2,87	9,7	1 x 4 grandes 1 x 4 pequeños	5,28 + 1,44 = 6,72	1 de 8 vías 1 de 4 vías (2 vías libres)
	Pared sin ventanas	3,38 x 4,17	14,09	1 x 6 grandes 1 x 6 pequeños	7,92 + 2,16 = 10,08	2 de 8 vías (quedan 1 vía sin ocupar)
Techo		3,57 x 4,97	17,74	1 x 8 grandes 1 x 7 medianos	10,56 + 5,04 = 15,6	3 distribuidores de 8 vías (1 vía libre)
TOTAL					32,4	



ÁTICO					
<b>Paredes</b>	3,38 x 1,85	6,253	1 x 5 medianos	3,6	1 de 8 vías (quedan 3 vías libres)
	2x(3,38 x 1,80)	12,168	2x(1 x 5) medianos	7,2	2 x (1 de 8 vías (quedan 3 vías libres)
	4x(3,38 x 0,90)	12,168	4x(1 x 5) pequeños	7,2	4 x (1 de 8 vías (quedan 3 vías libres)
<b>Techo</b>	3 x 6	18	2 x 9 medianos	12,96	2 de 8 vías y 1 de 4 vías (quedan 2 vías libres)
<b>TOTAL</b>				<b>30,96</b>	

Tabla 7.40: Cálculo del área disponible para paneles y los paneles que se instalarán en cada habitación.

Los elementos requeridos en la instalación están representados en la **Figura 7.33**.

Podemos disponer de distribuidores de 8 vías y de 4 vías. Los paneles de menor tamaño se conectan de 2 en 2 en serie, luego para conectarse a los distribuidores, 2 paneles en serie se conectan a una vía del distribuidor. Los paneles grandes, en cambio, requieren cada uno, 2 vías. El número de paneles que se pueden conectar en serie depende del tamaño, así:

- Número de paneles en serie de 2200 x 600: estará entre 6 y 12.
- Número de paneles en serie de 1200 x 600: estará entre 12 y 24.

Finalmente, podemos hallar el caudal que requerirá cada habitación, según su número de paneles instalados, **Tabla 7.41**:

HABITACIÓN 2	
<b><math>Q_{\text{Hab 2}} = (20 \text{ med } (\approx 10 \text{ grandes}) + 12 \text{ medianos} + 16 \text{ med}(\approx 8 \text{ grandes})) \cdot 20 \frac{\text{kg}}{\text{h}} = 960 \frac{\text{kg}}{\text{h}}</math></b>	
ÁTICO	
<b><math>Q_{\text{Ático}} = (15 \text{ medianos} + 10 \text{ medianos (peq equivalentes)} + 18 \text{ medianos}) \cdot 20 \frac{\text{kg}}{\text{h}} = 860 \frac{\text{kg}}{\text{h}}</math></b>	
<b>TOTAL</b>	<b><math>Q_{\text{CAL}} = 960 + 860 = 1.820 \frac{\text{kg}}{\text{h}} = 0,5 \frac{\text{kg}}{\text{s}}</math></b>

Tabla 7.41: Caudal necesario para cada habitación.

El caudal total calculado, será el caudal requerido para la calefacción de las dos habitaciones, el que realmente circulará en cada momento en la instalación.

Schematic diagram of a distribution system  
Schematizzazione di un impianto di distribuzione

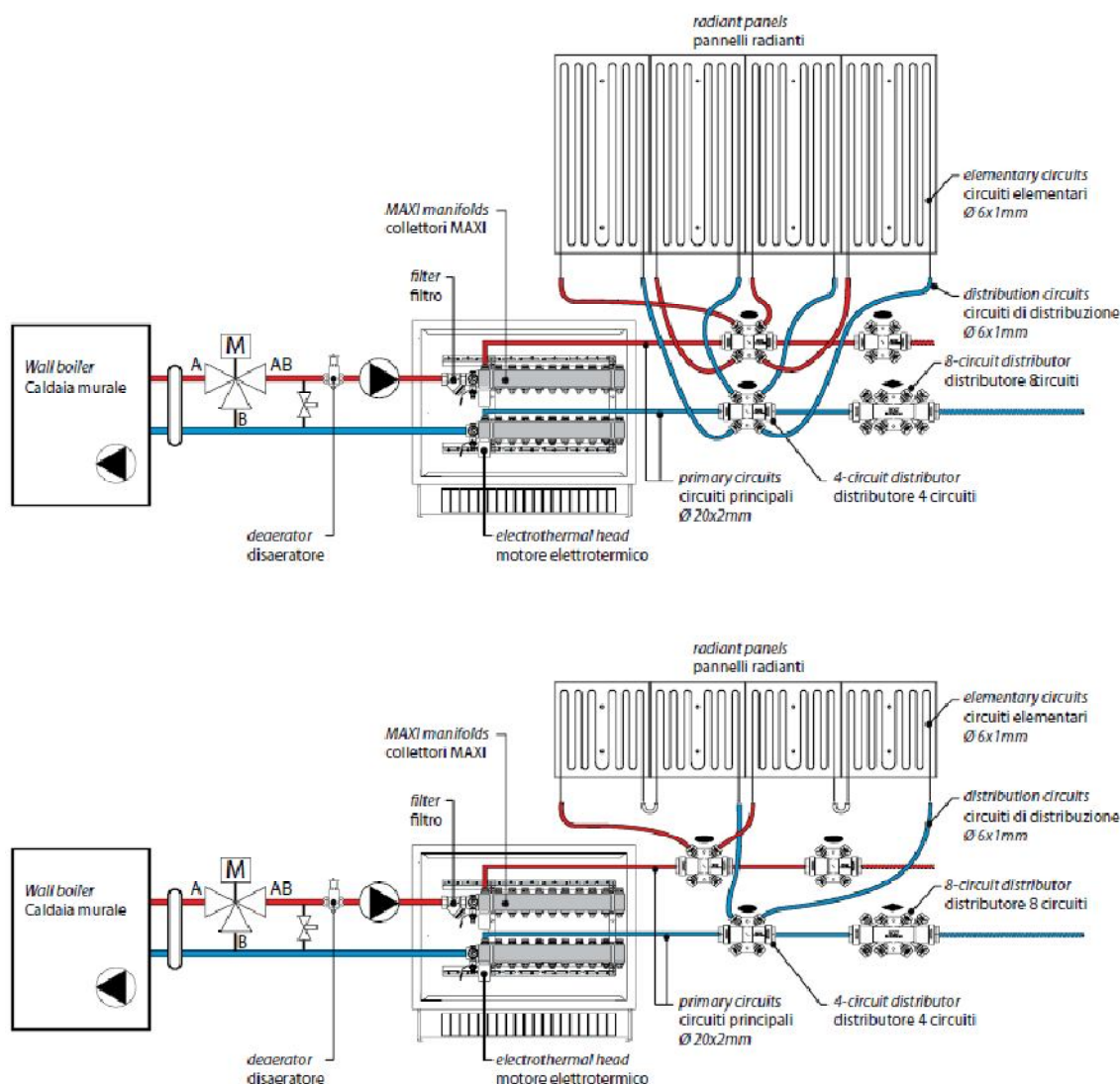


Figura 7.33: Esquema del sistema de distribución de calefacción por techos y paneles radiantes. FUENTE: Manual de cálculo y dimensionamiento del sistema radiante de techo y pared b!klimax. Cortesía de RDZ.

El circuito de calefacción de cada habitación se comportará como un intercambiador. De manera, que el fluido que circula por el interior de los paneles irá disminuyendo su temperatura, a la vez que transmite calor hacia el interior de la habitación. Por otro lado, el fluido de la habitación (aire), irá incrementando su temperatura, hasta que consiga alcanzar la temperatura de confort de la habitación, fijada a 21 °C.

El coeficiente de transferencia de calor de la pared y techo, lo calcularemos de los aportados dados por el fabricante, empleando el [Gráfico 7.13](#) y el [Gráfico 7.14](#), respectivamente. Será la pendiente de las rectas representadas

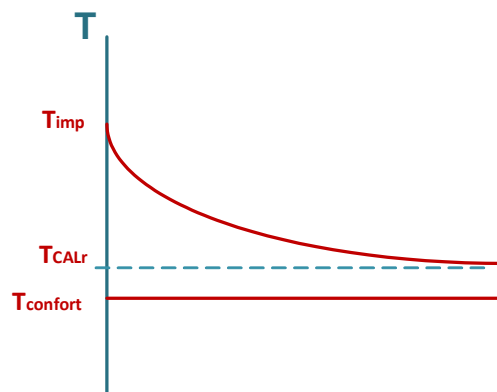


Gráfico 7.12: Comportamiento del circuito de calefacción.



en ellos. Tomaremos un valor medio de ambos gráficos, ya que, el coeficiente de ambas superficies es similar.

La temperatura ambiente de los gráficos representa a la temperatura de confort expresada en [K], que es de 294 K. La temperatura de superficie es la temperatura de la pared o techo, en función del gráfico en el que nos introduzcamos y la temperatura del agua, la temperatura de impulsión del agua hacia los paneles.

El valor medio del coeficiente de transmisión de calor empleado en la simulación es  $U_{\text{medio}} = 6,6656 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$  (valor medio de las pendientes de las gráficas).

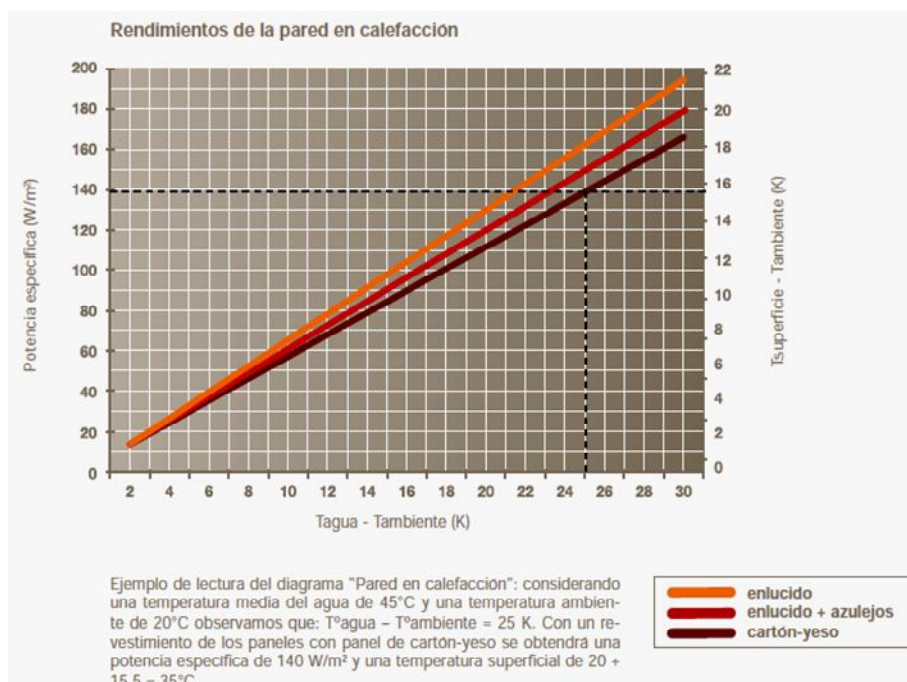


Gráfico 7.13: Rendimientos de los paneles de pared para calefacción.

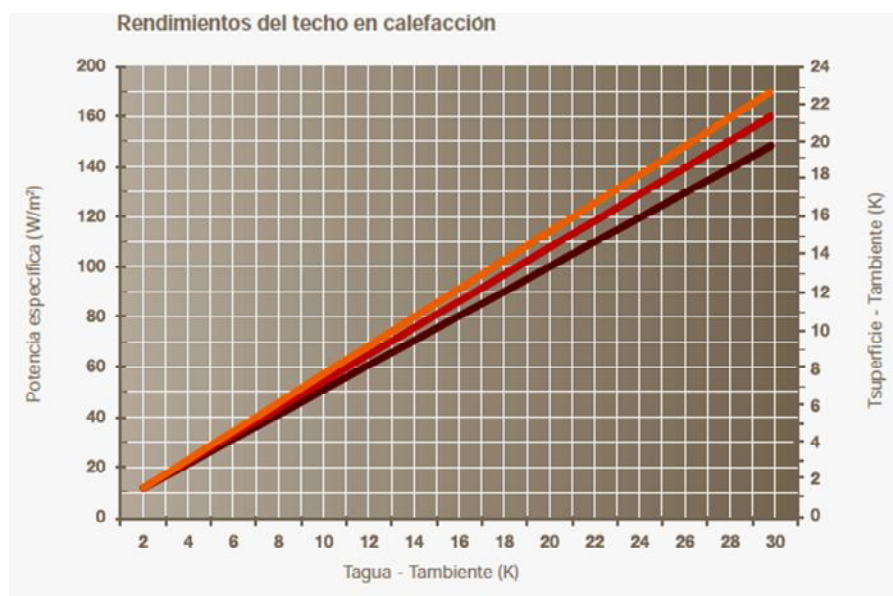


Gráfico 7.14: Rendimientos de los paneles de techo para calefacción.

Se recuerda que ecuación que describe el comportamiento del circuito de calefacción tiene la siguiente forma:

$$\dot{m}_{\text{CAL}} \cdot C_{p3} \cdot (T_{\text{imp}} - T_{\text{CALr}}) = U_{\text{medio}} \cdot A_{\text{techo_suelo}} \cdot \frac{(T_{\text{imp}} - T_{\text{confort}}) - (T_{\text{CALr}} - T_{\text{confort}})}{\ln \left( \left| \frac{T_{\text{imp}} - T_{\text{confort}}}{T_{\text{CALr}} - T_{\text{confort}}} \right| \right)}$$

**Ecuación 7.114**

En los gráficos que representan el comportamiento de los paneles se ha hecho una aproximación lineal. Puede hacerse siempre y cuando la curva que describe la disminución de temperatura en el circuito de calefacción ([ver Gráfico 7.12](#)) tenga un radio de curvatura grande.

# [ PFC: DISEÑO DE UNA INSTALACIÓN SOLAR TÉRMICA CON APLICACIONES DE ACS, CALEFACCIÓN Y CLIMATIZACIÓN PARA UN EDIFICIO SITUADO EN SEGOVIA. ]

8	CLIMATIZACIÓN DE LA VIVIENDA	207
8.1	Introducción	207
8.2	Cálculo de la carga de climatización	207
8.2.1	El ambiente exterior	208
8.2.2	Estimación de la potencia térmica para climatización	208
8.2.2.1	Cargas térmicas de los cerramientos	209
8.2.2.1.1	Cubierta	213
8.2.2.1.2	Paredes	213
8.2.2.1.3	Suelos	214
8.2.2.1.4	Superficies acristaladas – Puertas acristaladas	214
8.2.2.1.5	Puertas opacas	215
8.2.2.2	Cargas térmicas de ventilación	216
8.2.2.3	Cargas térmicas de infiltraciones	217
8.2.2.4	Cargas internas	218
8.2.2.5	Ganancias debidas a la instalación	219
8.2.2.6	Otras consideraciones	219
8.3	Esquema de los principales componentes del ciclo	221
8.4	Identificación y misión de los principales componentes	221
8.5	Fases del ciclo de climatización	223
8.6	Balance de energías	226
8.6.1	Diseño del circuito para la climatización de la piscina	228
8.6.1.1	Características generales del calentamiento de piscinas	228

## 8 CLIMATIZACIÓN DE LA VIVIENDA

Aunque en una primera instancia podríamos pensar en tratar de aprovechar el excedente de calor de la instalación solar durante los meses de verano para climatizar la edificación, rápidamente rechazamos esta idea.

Como se verá en capítulos posteriores, el calor excedente se empleará en la piscina.

Dado que Segovia se encuentra próxima a las montañas sus veranos se caracterizan por ser cortos y no muy calurosos, con temperaturas bastante frescas durante la noche. Esto nos indica, que probablemente si actuamos de forma inteligente y hacemos uso de algunos de los consejos que nos aporta la arquitectura pasiva no sería necesario instalar algún sistema de climatización.

Por estar razones, resulta totalmente inviable decantarnos por una climatización basada en una máquina de absorción dado el elevado coste que supone su compra y la baja demanda frigorífica que tenemos durante los meses de verano.

En caso de tomar la decisión de instalar un sistema de estas características nos decantamos por una máquina de compresión simple, mucho más barata que la opción anterior.

A continuación estudiaremos brevemente este tipo de tecnología y sus principales componentes.

Para poder diseñar un sistema de climatización resulta necesario en primer lugar estimar las cargas térmicas durante los meses de verano. En este caso, en lugar de hacerlo mes a mes, estimaremos la demanda máxima de climatización y en base a su magnitud se darán las potencias requeridas de los componentes principales de la instalación: compresor, evaporador, condensador y válvula.

### 8.1 Introducción

De acuerdo con la norma UNE 100001, como condiciones extremas de proyecto para el verano se deben tomar aquéllas que están basadas sobre los niveles percentiles de temperaturas seca y húmeda en el total de las horas de los cuatro meses de junio, julio, agosto y septiembre (122 días – 2.928 horas). Es el nivel de percentil estacional (NPE).

Para el cálculo de las cargas térmicas máximas de verano, las temperaturas seca y húmeda coincidente a considerar son las correspondientes a un nivel de percentil estacional<sup>24</sup> del 5% para un espacio climatizado que no es de especial consideración, ni se trata de un hospital, clínica, etc.

### 8.2 Cálculo de la carga de climatización

Cuando se climatiza una vivienda, lo que se hace en realidad, es extraer del interior un calor que iguale al calor entrante por los diversos elementos de la vivienda: paredes, techo, suelos, ventanas, puertas... Se debe efectuar un balance de pérdidas y ganancias de calor, tanto sensibles (afectando a la temperatura) como latentes (afectando a la cantidad de vapor de agua).

---

<sup>24</sup> Un NPE de un 5% coincide un nivel de percentil anual (NPA) de un 2%.

Los condicionantes del ambiente térmico interior se explicaron en apartados anteriores ([apartado 7.1.1](#)).

Las condiciones interiores de diseño se fijarán en función de la actividad metabólica de las personas y su grado de vestimenta y, en general, estarán comprendidas entre los siguientes límites de acuerdo con el RITE ([Tabla 7.1](#)):

En esta ocasión tomaremos los siguientes valores de diseño para la climatización de las habitaciones de nuestro proyecto:

CONDICIONES INTERIORES DE DISEÑO PARA CLIMATIZACIÓN		
Estación	Temperatura [°C]	Humedad Relativa (HR) [%]
Verano	24	50

Tabla 8.1: Condiciones interiores durante los meses de verano.

### 8.2.1 El ambiente exterior

El ambiente exterior de una localidad viene definido por la temperatura seca, la temperatura húmeda y la velocidad y dirección del viento. Así mismo, la radiación solar es una variable importante a tener en cuenta en los cálculos de instalaciones.

Estas magnitudes no son constantes ni a lo largo del día, ni a lo largo del año. Por lo general se recurre a la asignación de valores típicos según el mes considerado y la localidad.

De acuerdo con la norma UNE 100001 ([Referencia \[3\]](#)), como condiciones extremas de proyecto para verano tenemos:

- **Temperatura seca:** corresponde a la temperatura sobrepasada un tanto por cien de las horas durante el periodo estival (junio, julio, agosto y septiembre, 122 días). El tanto por ciento se conoce como nivel percentil. La evolución de la temperatura exterior se facilita en la UNE 100-014-IN (de obligado cumplimiento), en forma de tabla de corrección, en función de la hora considerada y de la oscilación media diaria de temperatura (OMD).
- **Temperatura húmeda:** se proporciona igualmente su valor en la misma normal.
- **Radiación solar:** varía en función de la orientación de la superficie a tener en cuenta, la hora solar, el día del año y la ubicación de la edificación (latitud).
- **Temperatura del suelo:** en instalaciones de aire acondicionado, por el suelo se pierde calor durante todo el año, ya que de forma aproximada éste se mantiene a una temperatura inferior a 20°C. En los cálculos de aire acondicionado no se tiene en cuenta esta carga ya que resulta beneficiosa.

### 8.2.2 Estimación de la potencia térmica para climatización

La estimación de la potencia térmica necesaria para climatización se hará suponiéndose la situación más desfavorable. Se tratará entonces, de una **potencia térmica máxima** (del mismo modo que hicimos para el cálculo de la potencia de calefacción). Si la instalación es capaz de enfriar la vivienda en el caso más desfavorable, lo hará en cualquier otra situación.

El problema que nos encontramos es que no se conoce a priori el momento en el que se dará, por lo que habría que hacer un cálculo hora a hora, y para cualquier mes. En la mayoría de las instalaciones el momento

de carga máxima para calefacción se produce sobre las 15:00 horas solares del mes de julio (en el hemisferio norte).

El cálculo de potencia térmica máxima implica:

- ✓ Suponer **temperaturas máximas** exteriores.
- ✓ **Considerar** la **radiación solar** que incide en el edificio, esta radiación aporta calor al interior de las viviendas.
- ✓ Suponer la **existencia de personas** en el interior. Los ocupantes de la vivienda aportan tanto carga sensible como carga latente.
- ✓ **Se considerarán** también el calor aportado por la **iluminación y aparatos eléctricos** (ordenadores, electrodomésticos, motores, etc.).

### 8.2.2.1 Cargas térmicas de los cerramientos

Se trata de cargas sensibles, que se evalúan con la siguiente expresión:

$$Q_{\text{sen}}[\text{W}] = A \cdot U \cdot \Delta t_e$$

Ecuación 8.1

Siendo:

- ▶ A: La superficie del cerramiento [ $\text{m}^2$ ].
- ▶ U: Coeficiente global de transmisión de calor [ $\text{W}/\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$ ]. Es el mismo valor estimado que en el caso de calefacción, ya que los muros son los mismos.
- ▶  $\Delta t_e$ : Diferencia de temperatura equivalente [ $^\circ\text{C}$ ].

Esta ecuación suponen que el local se encuentra en condiciones de régimen permanente, afirmación que no es cierta debido dos razones fundamentales: la temperatura seca exterior varía a lo largo del día y además, sobre la pared incide una radiación solar importante en verano.

De este modo, la cantidad de calor entrante por unidad de tiempo en un muro (ganancia instantánea), a través de su superficie exterior se puede expresar como:

$$Q_{\text{ese}}[\text{W}] = A \cdot (h_e(T_s - T_{pe}) + \alpha \cdot I_T + q_a)$$

Ecuación 8.2

Donde:

- ▶  $Q_{\text{ese}}^{25}[\text{W}]$ : potencia entrante por la superficie exterior.
- ▶  $h_e \left[ \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}} \right]$ : coeficiente de convección exterior.
- ▶  $T_s [^\circ\text{C}]$ : temperatura seca exterior.
- ▶  $T_{pe} [^\circ\text{C}]$ : temperatura de la pared exterior.

---

<sup>25</sup>  $Q_{\text{ese}}$  es la cantidad de calor entrante por la superficie exterior, y lo que se desea calcular es la carga de refrigeración (cantidad de calor saliente por la superficie interior. Para poder relacionar ambas, hay que estudiar la transferencia de calor en el interior del muro ante cualquier evolución de la temperatura seca exterior e interior (temperatura seca del local).

- ▶  $\alpha$  [–]: coeficiente de absorción a la radiación de la pared exterior (0,9 para pared de color oscuro, 0,75 para pared de color medio, 0,6 para pared de color claro).
- ▶  $I_T \left[ \frac{W}{m^2} \right]$ : radiación total sobre la superficie.
- ▶  $q_a$  [W]: flujo de calor intercambiado por radiación entre la superficie y la parte del cielo vista (por lo general se desprecia).

La ecuación anterior se puede expresar en función de una temperatura ( $T_{sa}$ , temperatura sol-aire) que recoge las aportaciones debidas a los efectos simultáneos de la temperatura exterior y la radiación solar incidente de la siguiente manera:

$$Q_{ese}[W] = A \cdot (h_e(T_{sa} - T_{pe}))$$

**Ecuación 8.3**

$$T_{sa} = T_s + \frac{\alpha \cdot I_T}{h_e}$$

**Ecuación 8.4**

Esta temperatura tiene en cuenta tanto la variación de la temperatura seca exterior como la variación de la radiación solar incidente.

Dado que lo que realmente queremos conocer es la carga saliente por la superficie interior, emplearemos una simplificación del método TFM (Método de la función de Transferencia) propuesto por el ASHRAE. La respuesta del muro depende de su composición, sus propiedades, su inercia térmica y su conductividad.

El método simplificado, obtenido al aplicar el TFM a distintos tipos de techos y muros y unas condiciones de temperatura seca ambiente y radiación solar determinadas, nos aporta unas tablas de valores  $\Delta te_{\text{tabla}}$ . En la **Tabla 8.2**, se indican unos valores de las diferencias equivalentes de temperatura para un muro de composición tipo “medio”. (Condiciones: temperatura exterior = 35 °C; temperatura interior = 27°C; OMD = 11°C. Mes de Julio, y 40° de latitud norte).

Las condiciones en las que se han determinado estos valores son similares a las que tenemos en nuestra ubicación, pero no son idénticas, por lo que habrá que aplicarles una corrección. Así:

$$\Delta te = \Delta te_{\text{tabla}} + a$$

**Ecuación 8.5**

$\Delta t_{e, \text{tabla}}$	ORIENTACION				
Hora solar	Este	Oeste	Sur	Norte	Techo
6	2.8	3.9	2.2	0.5	5
7	2.8	3.9	2.2	0.5	4.4
8	3.3	3.3	1.1	0	3.3
9	4.4	3.3	1.1	0	3.9
10	7.8	3.3	1.1	0	4.4
11	11.1	3.3	1.7	0	6.1
12	13.3	3.3	2.2	0	8.9
13	13.9	3.9	4.4	0.5	12.2
14	13.3	4.4	6.7	1.1	15
15	11.1	5.5	8.3	1.7	17.2
16	10	6.7	8.9	2.2	19.4
17	8.9	9.4	10	2.8	21.2
18	7.8	11.1	10	2.8	21.7
19	7.8	13.9	8.3	2.8	21.1

Tabla 8.2: Valores de diferencias equivalentes de temperaturas para un muro de composición tipo “medio” y las siguientes condiciones: temperatura exterior =35 °C; temperatura interior = 27°C; OMD =11°C. Mes de Julio, y 40° de latitud norte. FUENTE: Referencia [25].

Corr.=a	OMD en 24h				
$T_{\text{ext,dis}} - T_{\text{SL}}$	8	10	12	14	16
0	-6.6	-7.6	-8.5	-9.4	-10.3
4	-2.7	-3.6	-4.6	-5.5	-6.4
8	1.2	0.3	-0.7	-1.6	-2.5
10	3.1	2.2	1.2	0.3	-0.6

Tabla 8.3: Factor de corrección “a”, para emplear los valores de la tabla anterior a nuestras condiciones concretas.

OMD en Segovia para el verano es de 16 °C, según se indica en la [Referencia \[25\]](#). Empleando la [Tabla 8.3](#), interpolaremos linealmente hasta conseguir el valor de corrección, a. Los datos se tomaran para las 15:00 horas solares, ya que es a la hora de máximas temperaturas el 21 de junio. Por lo que:

$$T_{\text{S,ext}} - T_{\text{SL}} = 30,6 - 24 = 6,6 \text{ °C y OMD} = 16^\circ\text{C} \rightarrow a = -3,87 \text{ °C}$$

#### Ecuación 8.6

Aunque el valor “a” es el mismo independientemente de la orientación del muro, el  $\Delta t_e$  variará según sea ésta.

Los coeficientes globales de transmisión de calor para paredes y techos, cubierta y otros cerramientos se calcularon en el [apartado 7.1.4.1](#), por lo que no se repetirá el cálculo.





Provincia	Estación	Indicativo
Segovia	Segovia (Observatorio)	2465

**UBICACIÓN: ENTORNO CIUDAD****Nº DE OBSERVACIONES Y PERIODO**

a.s.n.m. (m)	Lat.	Long.	T seca	Hum. relativa	T terreno	Rad
1005	40°56'52"	04°07'38" W	80.325	14.605	10.764	

**CONDICIONES PROYECTO CALEFACCIÓN (TEMPERATURA SECA EXTERIOR MÍNIMA)**

TSMIN (°C)	TS_99,6 (°C)	TS_99 (°C)	OMDC (°C)	HUMcoin (%)	OMA (°C)
-13,2	-5,2	-3,4	9,7	85,1	38,6

**CONDICIONES PROYECTO REFRIGERACIÓN (TEMPERATURA SECA EXTERIOR MÁXIMA)**

TSMAX (°C)	TS_0,4 (°C)	THC_0,4 (°C)	TS_1 (°C)	THC_1 (°C)	TS_2 (°C)	THC_2 (°C)	OMDR (°C)
38,3	33,4	18,5	32,1	18,2	30,6	17,9	16,0

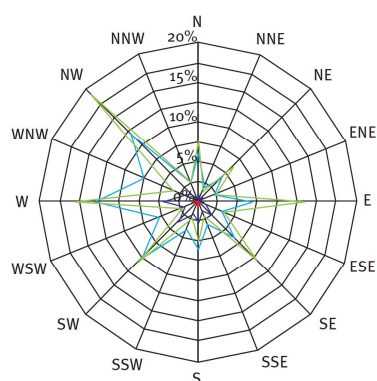
**CONDICIONES PROYECTO REFRIGERACIÓN (TEMPERATURA HÚMEDA EXTERIOR MÁXIMA)**

TH_0,4 (°C)	TSC_0,4 (°C)	TH_1 (°C)	TSC_1 (°C)	TH_2 (°C)	TSC_2 (°C)
19,4	19,4	18,7	18,7	18,0	18,0

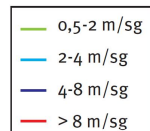
**VALORES MEDIOS MENSUALES**

Mes	TA (°C)	TASOL (°C)	GD_15 (°C)	GD_20	GDR_20	RADH (kWh/m² día)	TTERR (°C)
Enero	4,0	5,4	318	460	0		
Febrero	5,2	6,8	262	390	0		
Marzo	8,3	10,1	202	338	0		
Abril	9,6	11,7	158	284	2		
Mayo	13,9	16,1	84	186	17		
Junio	20,1	22,8	20	69	74		
Julio	21,9	24,7	9	46	104		
Agosto	21,9	24,4	8	45	98		
Septiembre	18,1	20,6	27	97	39		
Octubre	13,1	15,1	89	207	5		
Noviembre	6,9	8,5	228	365	0		
Diciembre	4,6	6,2	298	440	0		

Rosa de los vientos: velocidad media 2,38 m/s



Valores normales. Período 1971-2000. Segovia. Observatorio  
Rosa de los vientos. Anual



Calmas: 8%

**Tabla 8.4: Condiciones climáticas exteriores de proyecto. FUENTE: Referencia [38].** Se puede ver la temperatura seca máxima con un NPA de un 2 % es de 30,6 °C, como condición de proyecto de refrigeración en verano.

A continuación estimaremos una por una todas las ganancias de calor que tiene el edificio, nos servirán para determinar la magnitud de la potencia de climatización y poder hacer un buen dimensionamiento.

Las cargas serán estimadas para los valores medios máximos anuales de temperaturas exteriores (seca y húmeda) y los valores de diseño indicados en la **Tabla 8.1**. Tomaremos las temperaturas indicadas por la guía técnica del IDAE (**Referencia [38]**).

#### 8.2.2.1.1 Cubierta

La potencia que entra a través de la cubierta será:

	Habitación 2	Ático
Área [m <sup>2</sup> ]	18,3	18,36
U [W/m <sup>2</sup> ·°C]	0,212932545	0,212932545
$\Delta t_{\text{tabla}}$ [°C]	17,2	17,2
a [°C]	-3,87	-3,87
$\Delta t_{\text{e}}$ [°C]	13,33	13,33
Q cubierta [W]	51,942552	52,1128555

Tabla 8.5: Valor medio mensual de las ganancias de calor a través de la cubierta para climatización.

#### 8.2.2.1.2 Paredes

La determinación de las cargas térmicas de transmisión a través de las paredes, sigue el mismo procedimiento que para la cubierta.

Distinguiremos para cada una de las habitaciones la orientación de sus paredes. Las ganancias de calor a través de las paredes, será diferente en función de la orientación que tengas éstas.

GANANCIAS Y PÉRDIDAS A TRAVÉS DE LAS PAREDES PARA CLIMATIZACIÓN								
Habitación 2					Ático			
Orientación	Sur	Norte	Este (En contacto con el baño)	Oeste	Sur	Norte	Este	Oeste
Área [m <sup>2</sup> ]	16,544	7,224	9,324	8,424	13,973	14,700	7,333	7,350
U [W/m <sup>2</sup> ·°C]	0,289	0,289	0,289	0,289	0,289	0,289	0,289	0,289
$\Delta t_{\text{tabla}}$ [°C]	8,3	1,7	11,1	5,5	8,3	1,7	11,1	5,5
$\Delta t_{\text{e}}$ [°C]	4,430	-2,170	3,300	1,630	4,430	-2,170	7,230	1,630
Q <sub>pared ext</sub> [W]	21,186	-4,532	8,895	3,969	17,894	-9,221	15,325	3,463

Tabla 8.6: Ganancias y pérdidas a través de las paredes para climatización.

Como se puede ver, dado que las condiciones climáticas que se producen en Segovia no son muy severas, es decir, no son muy calurosas, las potencias resultantes son pequeñas, es decir, entra poco calor a través de los muros de la edificación, llegando incluso a tener signo negativo por algunas de la pared norte (orientación más fría).

Esto nos hace pensar, que en este caso, instalar un sistema de climatización podría ser innecesario. Habrá que estimar el resto de las cargas, para poder sacar conclusiones generales.

### 8.2.2.1.3 Suelos

La transmisión de calor desde la segunda planta hacia el interior de las habitaciones, se hace de igual modo que en los casos anteriores. En este caso, no tenemos paneles radiantes, por lo que el número de capas a atravesar por el flujo de calor será inferior. Se recuerda que tampoco tenemos una instalación de suelo radiante.

Estimamos las pérdidas suponiendo que la planta inmediatamente inferior (la segunda planta) no está climatizada.

De la misma manera que antes, los valores de las variables serán en este caso:

PÉRDIDAS DE TRANSMISIÓN POR EL SUELO.		
	Habitación 2	Ático
Área [m <sup>2</sup> ]	18,3	18,36
U [W/m <sup>2</sup> ·°C]	0,4142	0,4142
$T [^{\circ}\text{C}] = \frac{T_{s,ext} + T_{SL}}{2}$	27,30	27,30
T <sub>SL</sub> [°C]	24,00	24,00
Q <sub>suelo</sub> [W]	25,01	25,10

Tabla 8.7: Pérdidas medias mensuales a través del suelo.

### 8.2.2.1.4 Superficies acristaladas – Puertas acristaladas

Consideramos tanto las pérdidas por conducción y convección, como el calor aportado por la radiación que incide a través de los cristales.

Se recuerda que el acristalamiento de las ventanas será doble y con una cámara de aire interior de 6 cm. Se supondrá una carpintería de madera. Las ventanas forman 90° con la horizontal, es decir, son ventanas verticales.

#### ► Transmisión por conducción y convección

PUERTAS CON CRISTALES			
	Habitación 2		Ático
Área total (marco + cristales) [m <sup>2</sup> ]	9	3	15
Número de unidades	3	1	5
Área cristales [m <sup>2</sup> ]	6,791	1,283	6,414
(Área de cristal/Área total)*100 [%]	75,46	42,76	42,76
U [W/m <sup>2</sup> ·°C]	4,5	4,5	4,5
T <sub>s</sub> [°C]	30,6	30,6	30,6
T <sub>SL</sub> [°C]	24	24	24
Q <sub>ventanas</sub> [W]	267,3	89,1	445,5

Tabla 8.8: Ganancias medias mensuales a través de las puertas con cristales.

#### ► Transmisión por radiación solar.

Conocida la radiación incidente sobre una superficie transparente, para analizar el calor transferido en forma instantánea a la carga de refrigeración se debe conocer:

- ✓ El porcentaje de la energía transmitida a través del cristal.
- ✓ La superficie en la que incide el sol directamente, y la superficie que permanece en sombra.
- ✓ El comportamiento ante la existencia de elementos accesorios (persianas, cortinas,...).
- ✓ El porcentaje de la energía transmitida que se convierte en carga, y la que es almacenada por suelos y paredes.

De forma orientativa se tomará un factor de corrección (F) de un 0,6 para considerar la existencia de cortinas interiores.

RADIACIÓN HACIA EL INTERIOR DE LAS VENTANAS								
	Habitación 2				Ático			
	Sur	Norte	Este	Oeste	Sur	Norte	Este	Oeste
Área[m <sup>2</sup> ]	0	6,7914	0	1,2828	6	6	0	3
I <sub>T</sub> [W/m <sup>2</sup> ]	150	90	90	600	150	90	90	600
F	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6
Q <sub>rad ventanas</sub> [W]	0	366,736	0	461,808	540	324	0	1.080

Tabla 8.9: Cargas térmicas de radiación a través de las ventanas en verano.

#### 8.2.2.1.5 Puertas opacas

En este apartado, se tienen en cuenta las puertas opacas, ya que las que acristaladas se han consideran en el apartado anterior.

PUERTAS MACIZAS			
	Habitación 2		Ático
Área [m <sup>2</sup> ]	2,10	2,5	2,5
Número de unidades	1	1	1
En contacto con...	El baño	El exterior	El exterior
U [W/m <sup>2</sup> ·°C]	2	3,5	3,5
ΔTe [°C]	3,3	4,43	7,23
Q <sub>puerta</sub> [W]	13,86	38,7625	63,2625

Tabla 8.10: Cargas térmicas de transmisión a través de las puertas opacas en verano.

### 8.2.2.2 Cargas térmicas de ventilación

Al igual que ocurría durante los meses de calefacción en verano también es necesario prever una cierta renovación del aire (para la eliminación de olores, etc.... e introducción de suficiente oxígeno) para asegurar la calidad del aire interior en el interior del local. El aire exterior introducido será compensado con el mismo caudal de aire extraído o expulsado por ventanas y puertas, con el fin de mantener la misma cantidad de aire seco en el interior del local.

Al igual que en invierno (ver apartado ---) se tomará la categoría IDA 2, calidad media del aire interior que supondrá un valor de tasa de aire exterior por persona de 12,5 l/s persona (zona de no fumadores).

El aire que ha de renovarse entrará en unas determinadas condiciones de humedad y temperatura que difieren de las interiores. En el caso del verano, la temperatura de este aire será superior a la temperatura de diseño interior, por lo que, enfriarlo, supondrá un aporte de potencia que se sumará a la demanda de climatización.

Como la humedad del aire exterior también será diferente a la humedad del interior, tendremos también una carga latente.

Propiedades	Aire exterior	Aire interior (propiedades de diseño)
$T_s$ [°C]	30,6	24
H.R [%]	35	50
$w$ [kg/kg]	$9,2 \cdot 10^{-3}$	$9,2 \cdot 10^{-3}$
$v$ [m <sup>3</sup> /kg]	0,872	0,852
$Cp_{mezcla}$ [J/kg · K]	1.017	1.011

Tabla 8.11: Condiciones del aire exterior e interior en verano.

Las ecuaciones empleadas en el cálculo de las cargas sensibles y latentes debidas a la ventilación, se expresan a continuación:

$$Q_{sen}^{ventilación} [W] = V_{ventilación} \cdot n_{personas}^o \cdot \rho_{aire} \cdot Cp_{mezcla} \cdot (T_{s,ext} - T_{SL})$$

Ecuación 8.7

$$Q_{lat}^{ventilación} [W] = V_{ventilación} \cdot n_{personas}^o \cdot \rho_{aire} \cdot h_{fg\ agua} \cdot (w_{ext} - w_{SL})$$

Ecuación 8.8

Donde:

- ▶  $V_{ventilación}$ : caudal de ventilación, [m<sup>3</sup>/s · persona]. Tiene un valor de 12,5 l/s · persona, según la **Tabla 7.15**.
- ▶  $\rho_{aire}$ : densidad del aire de ventilación, [kg/m<sup>3</sup>]

$$\rho_{aire} = \frac{1}{v} \text{ donde } v, \text{ es el volumen específico del aire } \left[ \frac{m^3}{kg} \right]$$

Ecuación 8.9

- ▶  $Cp_{mezcla}$ : calor específico del aire (mezcla de vapor y aire seco) [J/ kg · °C].

$$C_{p_{mezcla}} = C_{p_{aire}} + w_{ext} \cdot C_{p_{vapor}}$$

- ▶  $C_{p_{aire}} = 1.000 \frac{J}{kg \cdot K}$
- ▶  $C_{p_{vapor}} = 1.840 \frac{J}{kg \cdot K}$
- ▶  $h_{fg \text{ agua}} = 2.501,3 \cdot 10^3 \frac{J}{kg}$ : calor latente de cambio de fase del agua.
- ▶  $T_{S,ext}$ : temperatura seca exterior, [°C]. Tomaremos 0°C para introducirlo en el diagrama psicométrico.
- ▶  $T_{SL}$ : temperatura seca interior de diseño, [°C].
- ▶  $w_{ext}$ : relación de humedad del aire exterior, [kg/kg].
- ▶  $w_{SL}$ : relación de humedad del aire del local [kg/kg].
- ▶  $n^{\circ}_{personas}$ : personas ocupantes por habitación. Se tomará  $n^{\circ}_{personas} = 1,5$ .

Sustituyendo estos valores en las ecuaciones indicadas obtenemos los siguientes valores medios mensuales:

CARGAS DE VENTILACIÓN		
	Habitación 2	Ático
$Q_{latente} [W]$	0	0
$Q_{sensible} [W]$	1.443,3	1.443,3

Tabla 8.12: Cargas medias mensuales debidas a la ventilación.

En esta ocasión, las condiciones de temperatura y humedad relativa, provocan la casualidad de que la relación de humedad exterior e interior coincida, con lo que las cargas latentes son nulas.

### 8.2.2.3 Cargas térmicas de infiltraciones

Se calcula de igual modo que en el caso de calefacción. El caudal de infiltraciones tiene el mismo valor (éste no depende de la estación del año). Sin embargo, las propiedades del aire exterior son distintas, ya que las condiciones atmosféricas cambian en los meses de verano.

La permeabilidad al aire de las carpinterías, medida con una sobrepresión de 100 Pa, para nuestra zona climática (D), tendrá un valor inferior a  $27 \text{ m}^3/\text{h} \cdot \text{m}^2$ .

El caudal de aire infiltrado será inferior a:

$$V_{inf} \leq V_{lim} \cdot \frac{1 \text{ h}}{3.600 \text{ s}} = 7,5 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{\text{m}^3}{\text{s} \cdot \text{m}^2} \rightarrow \text{Se tomará } V_{inf} = 15 \frac{\text{m}^3}{\text{h} \cdot \text{m}^2} \approx 4,17 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{\text{m}^3}{\text{s} \cdot \text{m}^2}$$

Ecuación 8.10

Siendo  $V_{inf}$ , el volumen total de aire infiltrado.

Las infiltraciones suponen tanto carga latente como sensible, ya que se trata de aire exterior con distintas condiciones de humedad y temperatura.

$$Q_{sen}^{infiltración} [W] = V_{inf} \cdot A_{cerramiento} \cdot \rho_{aire} \cdot C_{p_{mezcla}} \cdot (T_{S,ext} - T_{SL})$$

Ecuación 8.11

$$Q_{\text{lat}}^{\text{infiltración}} [\text{W}] = V_{\text{inf}} \cdot A_{\text{cerramiento}} \cdot \rho_{\text{aire}} \cdot h_{\text{fg agua}} \cdot (w_{\text{ext}} - w_{\text{SL}})$$

Ecuación 8.12

De nuevo, los resultados medios mensuales se recogen en la siguiente tabla:

CARGAS POR INFILTRACIONES		
	Habitación 2	Ático
$A_{\text{cerramientos}} [\text{m}^2]$	14,5	17,5
$Q_{\text{latente}} [\text{W}]$	0	0
$Q_{\text{sensible}} [\text{W}]$	462,68	558,41

Tabla 8.13: Cargas térmicas medias mensuales debidas a infiltraciones.

Del mismo modo las cargas latentes son nulas por la coincidencia de las relaciones de humedad.

#### 8.2.2.4 Cargas internas

##### ► Ocupantes

Los ocupantes de la vivienda aportan tanto carga sensible como carga latente. Ésta varía en función de la actividad que estas personas estén desarrollando. Los valores típicos de la carga disipada por *una* persona en reposo son:

$$\begin{aligned} \text{► } Q_{\text{sen}} &= 60 \frac{\text{kcal}}{\text{h}} = 70 \text{ W} \\ \text{► } Q_{\text{lat}} &= 50 \frac{\text{kcal}}{\text{h}} = 60 \text{ W} \end{aligned}$$

Un cálculo más detallado contaría la capacidad ocupacional de las habitaciones y se multiplica por un factor de simultaneidad (que suele tomar un valor de 0,75). Así:

$$Q_{\text{lat o sens.}}^{\text{personas}} = Q_{\text{sen o lat.}}^{\text{1 persona}} \cdot n_{\text{personas}} \cdot 0,75$$

Ecuación 8.13

Por tanto, las cargas que suponen los ocupantes de la casa se estiman en:

CARGAS OCASIONADAS POR LOS OCUPANTES		
	Habitación 2	Ático
<b>Nº personas</b>	1,5	1,5
$Q_{\text{sensible}} [\text{W}]$	67,5	67,5
$Q_{\text{latente}} [\text{W}]$	78,75	78,75

Tabla 8.14: Cargas térmicas internas medias mensuales debidas a los ocupantes de la vivienda.

##### ► Iluminación

El calor ocasionado por la iluminación es en su totalidad calor sensible. Una parte de ese calor es debida a la radiación y la otra a la convección, dependiendo del tipo de iluminación la proporción entre ambas cambia.

Para un cálculo más detallado en refrigeración, tendríamos que tener en cuenta la carga instantánea, ya que al igual que ocurre con la radiación sobre las paredes exteriores del edificio, la iluminación provoca el calentamiento de los componentes sobre los que incide, con lo que, éstos también irradiarán calor.

Como no vamos a realizar un cálculo muy detallado despreciaremos este efecto, aproximando las cargas de iluminación a  $20 \text{ W/m}^2$ .

GANANCIAS POR ILUMINACIÓN		
	Habitación 2	Ático
Área [ $\text{m}^2$ ]	18,3	18,36
$Q^{\text{sen}}_{\text{iluminación}}$ [W]	366	367,2

Tabla 8.15: Ganancias medias mensuales debidas a la iluminación.

#### ► Equipos y maquinaria

Vamos a suponer la existencia de un ordenador en cada una de las habitaciones. Cada ordenador desprende un calor estimado de 250 W por el hecho de estar encendido.

GANANCIAS DEBIDAS A LOS ORDENADORES		
	Habitación 2	Ático
Nº de ordenadores	1	1
$Q^{\text{sen}}_{\text{ordenad}}$ [W]	250	250

Tabla 8.16: Ganancias medias mensuales debidas a la existencia de un ordenador en cada habitación.

#### 8.2.2.5 Ganancias debidas a la instalación

Las ganancias debidas a la instalación existen siempre y cuando la instalación funcione. Las cargas bajo ese nombre se refieren a la energía cedida por los ventiladores de los equipos, motores, bombas, etc. que forman parte de la propia instalación de calefacción. Esta energía se transforma en carga sensible y se suele aproximar al 6% de la suma de todas las cargas sensibles.

#### 8.2.2.6 Otras consideraciones

De forma general, se utiliza un coeficiente de seguridad para tener en consideración algún tipo de carga no contabilizada, o que ha sido estimada de forma aproximada. La práctica ha llevado a aceptar un coeficiente de un 10% (que puede disminuirse al 5%, si el cálculo se ha realizado de forma detallada).

Aunque el cálculo completo de una instalación requeriría la estimación hora a hora para todos los locales de las cargas térmicas, en la práctica se suelen estimar las cargas en dos o tres instantes de tiempo, en función de la orientación del edificio y el régimen de ocupación. En caso de no disponer de los medios informáticos adecuados se aconseja realizar el cálculo a las 15:00 horas del mes de junio.



CARGAS TÉRMICAS MÁXIMAS DE CLIMATIZACIÓN				
TRANSMISIÓN				Q <sub>i</sub> [W]
Muros	Tipo de carga	Descripción	Hab. 2	Ático
	sensible	Sur	21,186	17,894
		Norte	-4,532	-9,221
		Este	8,895	15,325
		Oeste	3,969	3,463
Cubierta	sensible	-	51,943	52,113
Suelos	sensible	-	25,014	25,096
Ventanas	sensible	Tipo I	267,300	
		Tipo II	89,100	445,500
Puertas	sensible	En contacto baño	13,860	
		Exterior	38,763	63,263
VENTILACIÓN				
	sensible		1443,300	1443,300
	latente		0,000	0,000
INFILTRACIONES				
	sensible		462,680	558,410
	latente		0,000	0,000
RADIACIÓN				
	sensible	Sur	0,000	540,000
		Norte	366,736	324,000
		Este	0,000	0,000
		Oeste	461,808	1080,000
CARGAS INTERNAS				
Ocupantes	sensible		67,500	67,500
	latente		78,750	78,750
Iluminación	sensible		366,000	367,200
Ordenadores	sensible		250,000	250,000
TOTAL CARGAS SENSIBLES			3.933,521	5.243,84261
TOTAL CARGAS LATENTES			78,750	78,750
CARGAS DEBIDAS A LA INSTALACIÓN (6% DEL TOTAL DE LAS CARGAS SENSIBLES)			236,011	314,631
TOTAL			4.248,283	5.637,223
COEFICIENTE DE SEGURIDAD (10% DEL TOTAL)			424,828	563,722
NUEVO TOTAL			4.673,111	6.200,945
TOTAL ( Hab. 2 + Ático)			10.874,056	

Tabla 8.17: Resumen de las cargas térmicas máximas de climatización.

La carga total de refrigeración es de 10.874 W, con una mayor demanda para el ático debido a una mayor ganancia de calor por radiación a través de las ventanas (esta habitación tiene más ventanas en el muro de orientación sur).

### 8.3 Esquema de los principales componentes del ciclo

Sus principales componentes son: el compresor mecánico, el condensador, la válvula de expansión y el evaporador. La función de cada uno de ellos se explica más adelante.

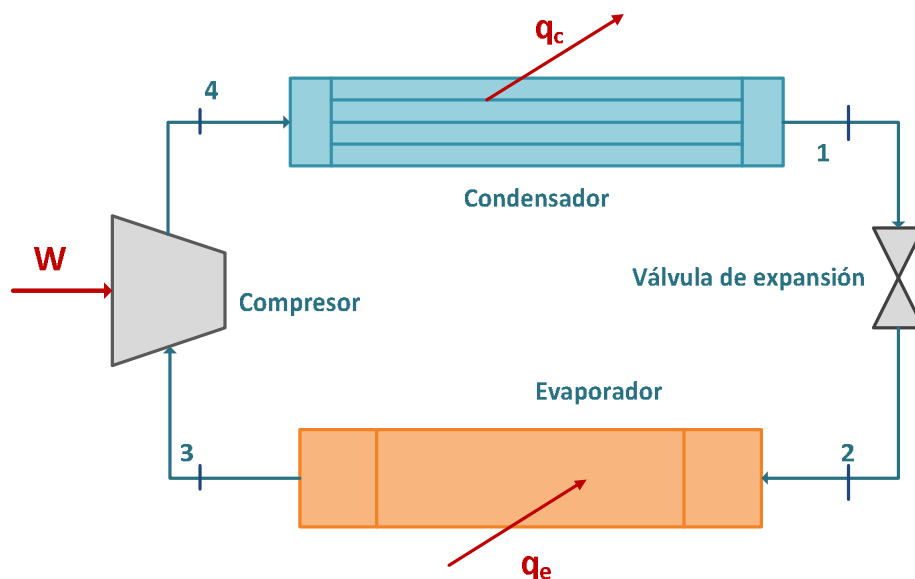


Figura 8.1: Esquema del circuito de climatización.

El refrigerante sigue un ciclo Rankine en la máquina de compresión simple. El efecto útil del ciclo consiste en mantener un recinto a una temperatura inferior a la de su entorno.

El fluido interno será el refrigerante R-134a y el fluido externo es el aire.

### 8.4 Identificación y misión de los principales componentes

#### ✧ Compresor

Es el encargado de hacer el aporte de energía mecánica,  $W$ , para mover el refrigerante de bajas presiones, ( $P_{\text{evaporador}}$ ) hasta altas presiones, ( $P_{\text{condensador}}$ ). Una compresión ideal se puede suponer como adiabática reversible, es decir, que sigue una línea isentrópica en el diagrama logP-h. Pero en realidad la compresión será irreversible. Mediante el rendimiento indicado,  $\eta_i$ , se puede estudiar la relación entre el trabajo realizado en la compresión isentrópica y el trabajo realizado en la compresión real.

#### ✧ Válvula de Expansión

Encargado de realizar la expansión isoentálpica del líquido que sale del condensador. Debido a la expansión brusca del líquido se producirá una pequeña evaporación del fluido, lo que implica pérdidas, ya que ese vapor no sirve para la producción de frío.

## ✧ Condensador

Es un intercambiador de calor externo (cuando trabaja para la producción de frío). Está situado en el exterior de la habitación a refrigerar. Trabaja a presión alta ( $P_{\text{condensador}}$ ), y en él, el refrigerante cede calor al fluido exterior, pasando éste, de un estado de vapor sobrecalentado a líquido saturado.

Para que el refrigerante ceda calor al aire exterior la temperatura del evaporador debe ser mayor que la del aire exterior. La temperatura del condensador se suele diseñar unos 15-20°C por encima de la temperatura exterior. Tomaremos 17,4 °C para que la temperatura del condensador no tenga decimales. Por tanto:

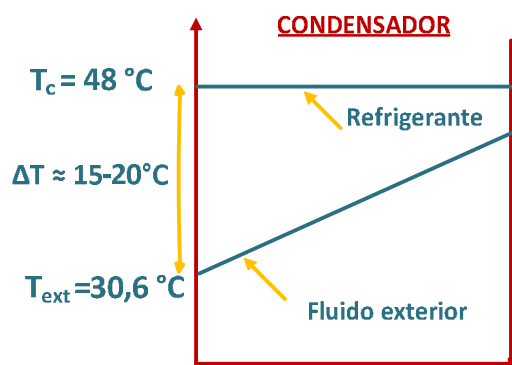


Figura 8.2: Esquema de temperaturas de los dos fluidos (refrigerante y aire) en el condensador.

$$T_c = T_{\text{ext}} + (15 - 20\text{ °C}) = 30,6 + 17,4 = 48\text{ °C}$$

Ecuación 8.14

## ✧ Evaporador

Es un intercambiador de calor interno que estará situado en la habitación que se pretenda enfriar. Trabaja a presión baja ( $P_{\text{evaporador}}$ ), y en él, el fluido exterior transfiere calor al refrigerante, por tanto, la temperatura del evaporador debe ser menor que la del fluido exterior al cual se pretende enfriar. En el evaporador se produce el cambio de fase de líquido a vapor saturado.

La temperatura del evaporador debe ser menor que la del fluido exterior para que se produzca el intercambio de calor. Por tanto, la temperatura de trabajo (temperatura del evaporador,  $T_e$ ) se suele diseñar a unos 10 °C por debajo de la temperatura de salida del aire (temperatura de impulsión,  $T_{\text{IMP}}$ ). A continuación se muestra un esquema representativo de la evolución de las temperaturas del fluido exterior e interior en el intercambiador de calor.

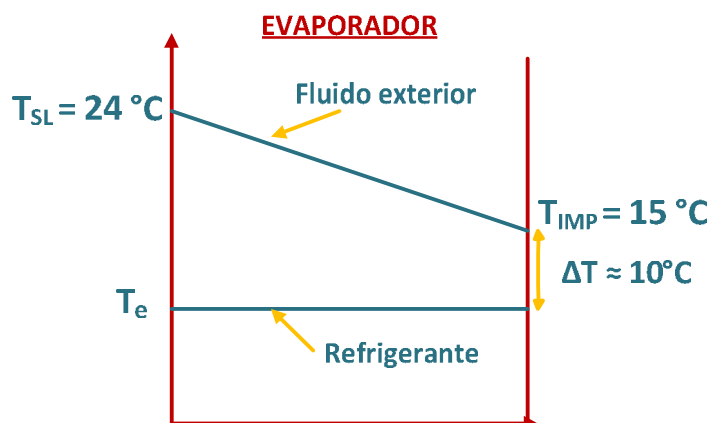


Figura 8.3: Esquema de temperaturas de los fluidos (aire y refrigerante) a su paso por el evaporador.

$$T_e = T_{SL} - \Delta T_{\text{aire}} - \Delta T = 24 - 9 - 10 = 5 \text{ °C}$$

Ecuación 8.15

### ✧ Intercambiador Interno

Para mejorar el rendimiento del ciclo, se emplea un intercambiador de calor interno cuyo efecto será el de producir un subenfriamiento en el condensador y un recalentamiento en el evaporador. Además del incremento de rendimiento que supone, también evita que llegue líquido al compresor, pues desplaza el punto de vapor saturado a vapor recalentado.

## 8.5 Fases del ciclo de climatización

### ✧ 5 → 1: condensación.

En el punto 5 el fluido refrigerante se encuentra en forma de vapor. Cuando el fluido pasa por el condensador, lo que ocurre es que evacúa calor al ambiente. Esa pérdida de calor provoca un cambio de fase en una parte de la masa de refrigerante, con lo que en el punto 1 el fluido está en forma de líquido saturado (ya que se encuentra sobre la curva de saturación). Si el proceso fuese ideal, sería un proceso a presión constante. Sin embargo, el fluido sufre una pequeña pérdida de carga a su paso por el condensador (en torno a un 5%).

La presión en el punto 5 se denomina presión de descarga, y la presión del punto 1 se denomina presión del condensador.

### ✧ 1 → 1': subenfriamiento.

El líquido se enfría unos 3-6 °C (en nuestro caso hemos tomado 5°C) abandonando el estado de líquido saturado. En el punto 1' el líquido se encuentra en unas condiciones diferentes de saturación. El proceso de subenfriamiento se realiza porque se consigue aumentar un poco la eficiencia frigorífica:  $(h_5 - h_1) < (h_5 - h_{1'}) \rightarrow q_e^{\text{con subenf}} > q_e$ .

### ✧ 1' → 2': expansión isoentálpica.

En este proceso, el refrigerante circula a través de la válvula consiguiendo disminuir su presión y temperatura hasta la presión del evaporador. Se realiza a entalpía constante. En el punto 2' conviven dos fases: una parte se encuentra como vapor, mientras que la otra está en fase líquida.

### ✧ 2' → 3: evaporación.

El fluido pasa a través del evaporador. A su paso extrae el calor correspondiente a las cargas térmicas calculadas, con lo que aumenta su entalpía transformándose el líquido que quedaba en 2' en vapor. En el punto 3 tenemos vapor saturado. Al igual que ocurría en el condensador, se produce una pérdida de carga, con lo que la presión del punto 3 (conocida como presión de aspiración) suele ser un 10% inferior del punto de partida.

### ✧ 3 → 3': recalentamiento.

Dado el fluido será aspirado por el compresor debemos garantizar la inexistencia de líquido, ya que se podría producir un golpe de líquido (ocasionado por la acumulación de gotas en el compresor) que dañaría gravemente el compresor. Por lo que se suele realizar un recalentamiento que incrementa la temperatura del fluido unos 2-6 °C (en nuestro caso tomaremos 3 °C). De manera que en el punto 3' exclusivamente existirá vapor (vapor recalentado).

### ✧ 3' → 5: compresión

El fluido se comprime, con lo que la presión se eleva hasta la presión de descarga. En una situación ideal, este proceso sería isoentrópico, con lo que el proceso terminaría en el punto 4, sin embargo, en la realidad el proceso no resulta isoentrópico completamente, con lo que el punto alcanzado es el punto 5.

CONDICIONES DEL REFRIGERANTE EN LOS DIFERENTES PUNTOS DEL CIRCUITO				
Punto	Estado	Presión de ...	Presión [MPa]	Entalpía [kJ/kg]
1	Líquido saturado	Condensación ( $P_c$ )	1,4	267
1'	Líquido subenfriado	Condensación ( $P_c$ )	≈1,4	260
2	Líquido + vapor	Evaporación ( $P_e$ )	0,35	267
2'	Líquido + vapor	Evaporación ( $P_e$ )	≈0,35	260
3	Vapor saturado	-	0,31	400
3'	Vapor sobrecalentado	Aspiración ( $P_{asp}$ )	0,31	437
4	Vapor sobrecalentado	-	≈1,47	448
5	Vapor sobrecalentado	Descarga ( $P_{desc}$ )	1,47	452

Tabla 8.18: Condiciones de presión y entalpía para el refrigerante en los diferentes puntos del circuito de climatización.

Todos los puntos están representados en la página siguiente, **Figura 8.4**.

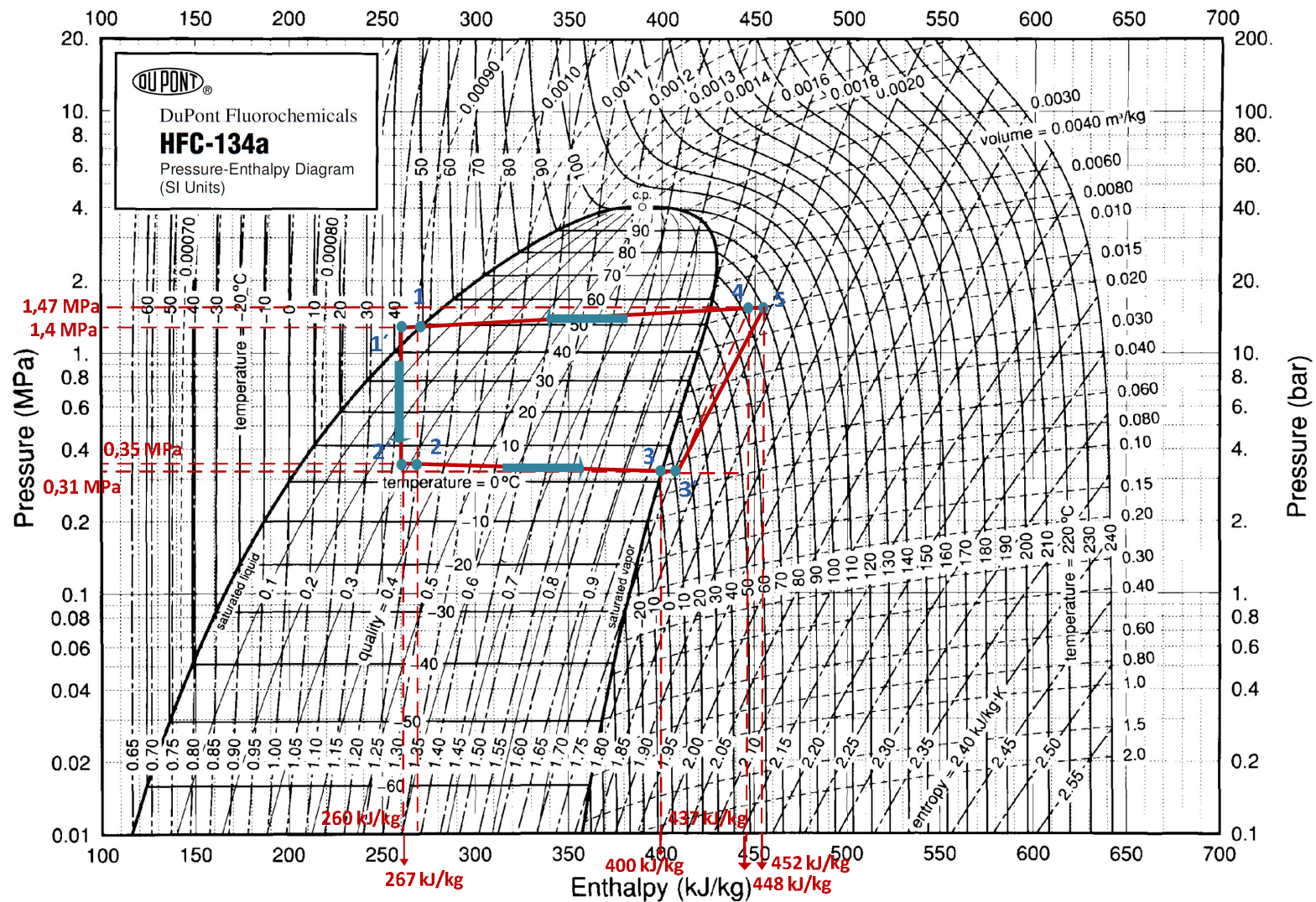


Figura 8.4: Representación del ciclo de climatización en el diagrama presión-entalpía para el refrigerante R134a.

## 8.6 Balance de energías

El balance de energías indica que se tiene que cumplir la siguiente ecuación:

$$W_{\text{compresor}} = Q_c - Q_e \rightarrow W_e \approx Q_c - Q_e$$

Ecuación 8.16

$$q_e = h_{3'} - h_{2'} = 437 - 260 = 177 \text{ kJ/kg}$$

Ecuación 8.17

$$\dot{m}_R = \frac{Q_e}{q_e} = \frac{\sum_i Q_i^{\text{climatización}}}{q_e} = \frac{10,874 \text{ kW}}{177 \text{ kJ/kg}} = 0,06144 \text{ kg/s}$$

Ecuación 8.18

$$q_c = h_5 - h_{1'} = 454 - 260 = 194 \text{ kJ/kg}$$

Ecuación 8.19

Conocido el caudal requerido de refrigerante ( $\dot{m}_R$ ), podemos determinar las potencias del evaporador ( $Q_e$ ) y condensador ( $Q_c$ ).

$$Q_e = \dot{m}_R(h_{3'} - h_{2'}) = \dot{m}_R \cdot q_e = 10,87 \text{ kW}$$

Ecuación 8.20

$$Q_c = \dot{m}_R(h_5 - h_{1'}) = \dot{m}_R \cdot q_c = 11,92 \text{ kW}$$

Ecuación 8.21

La potencia ideal que consumiría el compresor se define como:

$$W_{\text{ideal}} = \dot{m}_R(h_4 - h_{3'}) = 0,06144 \cdot (448 - 437) = 0,676 \text{ kW}$$

Ecuación 8.22

Sin embargo, como explicamos anteriormente, el compresor no hace una compresión isentrópica. El rendimiento indicado nos da una magnitud de la calidad de la compresión. La potencia indicada del compresor ( $W_i$ ) sería la potencia que tiene que recibir el pistón, una parte de esa potencia se pierde en forma de calor debido al rozamiento.

$$\eta_i = \frac{(h_4 - h_{3'})}{(h_5 - h_{3'})} = \frac{11}{15} = 0,733$$

Ecuación 8.23

$$W_i = \frac{W_{\text{ideal}}}{\eta_i} = 0,922 \text{ kW}$$

Ecuación 8.24

Si además se tienen en cuenta otras pérdidas, tenemos el trabajo mecánico o trabajo de eje. El rendimiento mecánico lo hemos estimado en 0,8.

$$W_m = \frac{W_{ideal}}{\eta_i \cdot \eta_m} = 1,153 \text{ kW}$$

**Ecuación 8.25**

Y por último, la potencia eléctrica requerida, que tiene en cuenta el rendimiento eléctrico (0,85), será:

$$W_e = \frac{W_{ideal}}{\eta_i \cdot \eta_m \cdot \eta_e} = 1,356 \text{ kW}$$

**Ecuación 8.26**

El coeficiente de eficiencia energética frigorífica (eléctrico) se define como el cociente entre la potencia del evaporador entre la potencia eléctrica que consume el compresor. Así, por cada kwh eléctrico nuestra instalación de climatización nos dará 8,02 kWh frigoríficos, un valor bastante alto.

$$CEE_e = \frac{Q_e}{W_e} = 8,02$$

**Ecuación 8.27**

Por último, si comprobamos el balance de energía indicado por la **Ecuación 8.16**, tenemos:

$$1,356 \text{ kW} \approx 1,05 \text{ kW}$$

Prácticamente se cumple la igualdad.



### 8.6.1 Diseño del circuito para la climatización de la piscina

En este apartado se darán unas líneas generales para el dimensionamiento de este tipo de aplicaciones.

En el caso que nos atañe, la decisión de aclimatar la piscina ha sido tomada por las siguientes razones:

- ✓ Las **condiciones climáticas de la ubicación** del edificio (Segovia) que se producen en los meses de verano, hacen que la temperatura durante la noche sean relativamente bajas. Estas temperaturas provocan el enfriamiento del agua de la piscina que se encuentra descubierta y sin protección alguna.
- ✓ **Excedente de calor** que se produce en los meses de verano, ya que la superficie de captación aporta una cantidad de calor que supera la demanda existente en la instalación, que es exclusivamente de ACS para verano.

Puesto que evacuar el calor excedente resulta necesario en estos meses para proteger de sobrecalentamientos la instalación, haremos que esta evacuación tenga algún uso. Sin lugar a dudas, su magnitud no permitirá elevar la temperatura de forma destacable, pero un calor “gratuito” sería bien recibido.

#### 8.6.1.1 Características generales del calentamiento de piscinas

Las piscinas descubiertas, al aire libre, se pretenden calentar durante los meses en que la temperatura ambiente es superior a los 15°C y, por tanto, el baño es agradable al exterior. Cuando se aclimata una piscina se precisa calentar un gran volumen de agua a una temperatura relativamente baja, mucho menor que la necesaria para agua sanitaria de la vivienda. Esta característica hace que este tipo de calentamientos sea una de las aplicaciones principales de la energía solar, aunque en este caso, solo sea una aplicación secundaria a satisfacer.

Tal y como se indica en la normativa el máximo calentamiento que se puede alcanzar en el agua de la piscina son 30°C, temperatura que supera las condiciones de confortabilidad del agua.

En este tipo de aplicaciones no resulta necesario instalar ninguna acumulación debido a la gran inercia térmica que supone por sí sola la piscina.

Como orientación, para una zona mediterránea una piscina descubierta a 24°C de temperatura y con unas condiciones ambientales normales, pierde diariamente unas cantidades de calor que equivalen a una disminución de temperaturas entre 0,5 y 3 °C, según el mes del año.

Las pérdidas de calor más importantes tienen lugar por la superficie de la piscina, ya que suponen un 90% del total de las pérdidas de la misma. Son pérdidas de tres tipos diferentes: por radiación, por convección y por evaporación.

- **Pérdidas por radiación:** se acentúan por la noche al ser la temperatura media de la atmósfera inferior a la del día. Se pueden expresar en función de la temperatura media del agua ( $T_m$ ) en °C, la superficie de la piscina ( $S_p[m^2]$ ) y la temperatura ambiente de la atmósfera ( $T_{eq}$ ), estimada en función la temperatura ambiente ( $T_{diurna}$ ) según:

- ✓  $r$ : calor latente de vaporización del agua.
- ✓  $M$ : masa de agua evaporada.
- ✓  $z$ : coeficiente de velocidad.
- ✓  $p_s$  y  $p_a$ : presión de saturación del vapor de agua a la temperatura ambiente y presión parcial del vapor de agua en el aire.
- ✓  $H$ : presión total o atmosférica.

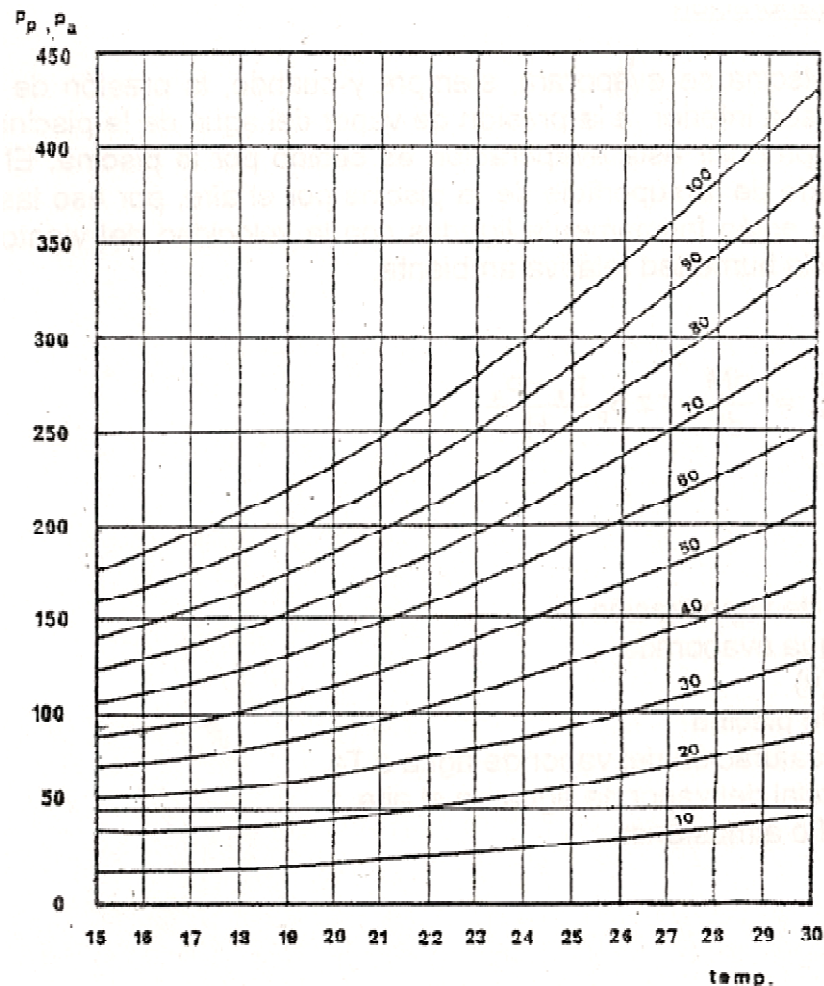


Gráfico 8.2: Gráfico para la determinación de la presión de vapor ( $p_a$ ) en  $\text{kg/m}^2$  en función de la temperatura y humedad relativa del aire. FUENTE: Referencia [37].

También se pueden considerar otras pérdidas de calor debidas a la agitación del agua de la piscina producido por los bañistas, pero son sensiblemente compensadas por la cesión de calor del cuerpo de éstos al agua de la piscina.

Por otra parte, la piscina, si está descubierta, está recibiendo una radiación solar (en el plano horizontal) que provocará una **ganancia térmica**, que se puede evaluar como:

$$Q_{\text{ganancias}} = 0,3 \cdot S_p \cdot I_T^{0^\circ}$$

Ecuación 8.32

La radiación incidente será sobre la superficie horizontal, expresada en  $\text{kJ/m}^2$  día o  $\text{W/m}^2$ .

Por tanto, el calor necesario que deberíamos aportar se obtiene de un balance energético:

$$Q_T = Q_{\text{rad}} + Q_{\text{conv}} + Q_{\text{evap}} - Q_{\text{ganancias}}$$

**Ecuación 8.33**

Otro modo más sencillo de evaluar estas pérdidas, es mediante las indicaciones que se indican en el ANEXO IV del Pliego de Condiciones Técnicas. Indican una sencilla ecuación empírica, que nos dará un valor aproximado de las pérdidas producidas en la piscina en función de la velocidad del aire (m/s):

$$Q_{\text{pérdidas}}[\text{kW}] = \sum Q_{\text{pérdidas}_i} = \frac{(28 + 20 \cdot v) \cdot (T_m - T_{\text{aire}}) \cdot S_p}{1.000}$$

**Ecuación 8.34**

Como  $T_{\text{aire}}$ , consideraremos como aproximación la temperatura ambiente media mensual.

Suponiendo que quisiéramos mantener el agua de la piscina a 23 °C, las pérdidas que tendría ésta se indican en la columna 7 de la **Tabla 8.19**, las ganancias medias mensuales de calor durante el día debido a la radiación se indican en la columna 8. Por tanto, puesto que el calor evacuado calculado en la simulación del apartado anterior (**Tabla 7.24**) es el indicado en la columna 10, necesitaríamos añadir una potencia extra (por medio de otro sistema auxiliar) de valor indicado con colores sombreados en rosa.

Mes	v [m/s]	T <sub>agua</sub> [°C]	T <sub>aire</sub> [°C]	S <sub>p</sub> [m <sup>2</sup> ]	I <sub>T</sub> plano horizontal [W/m <sup>2</sup> ]	Q <sub>pérdidas</sub> [w]	Q <sub>ganancias</sub> [W]	Q <sub>pérdidas</sub> - Q <sub>ganancias</sub> [W]	Q <sub>evacuado</sub> [W]	ΔQ [W]
May	4,47	23	13,9	12	668,84	12.824,93	2.407,83	10.417,10	-	<b>10.417,10</b>
Jun	4,58	23	19	12	757,68	5.744,00	2.727,66	3.016,34	1.506,46	<b>1.509,88</b>
Jul	4,61	23	18	12	776,21	7.213,33	2.794,36	4.418,98	1.745,77	<b>2.673,21</b>
Ago	4,75	23	18	12	683,89	7.380,00	2.462,02	4.917,98	1.550,07	<b>3.367,97</b>
Sep	4,19	23	16	12	551,22	9.398,67	1.984,40	7.414,27	-	<b>7.414,27</b>

**Tabla 8.19: Cálculo del calor necesario que habría que aportar a la piscina para mantener una temperatura de 23 °C en el agua.**

Por tanto, el calor solar evacuado sobrante no sería suficiente para mantener la piscina a una temperatura de 23 °C. No obstante, conseguiríamos una temperatura más confortable que si no existiera este aporte, ya que conseguimos aportar un 50%, 40% y 31% del calor total necesario para Junio, Julio y Agosto respectivamente.

Por tanto, el calor necesario que deberíamos aportar se obtiene de un balance energético:

$$Q_T = Q_{\text{rad}} + Q_{\text{conv}} + Q_{\text{evap}} - Q_{\text{ganancias}}$$

**Ecuación 8.33**

Otro modo más sencillo de evaluar estas pérdidas, es mediante las indicaciones que se indican en el ANEXO IV del Pliego de Condiciones Técnicas. Indican una sencilla ecuación empírica, que nos dará un valor aproximado de las pérdidas producidas en la piscina en función de la velocidad del aire (m/s):

$$Q_{\text{pérdidas}}[\text{kW}] = \sum Q_{\text{pérdidas}_i} = \frac{(28 + 20 \cdot v) \cdot (T_m - T_{\text{aire}}) \cdot S_p}{1.000}$$

**Ecuación 8.34**

Como  $T_{\text{aire}}$ , consideraremos como aproximación la temperatura ambiente media mensual.

Suponiendo que quisiéramos mantener el agua de la piscina a 23 °C, las pérdidas que tendría ésta se indican en la columna 7 de la **Tabla 8.19**, las ganancias medias mensuales de calor durante el día debido a la radiación se indican en la columna 8. Por tanto, puesto que el calor evacuado calculado en la simulación del apartado anterior (**Tabla 7.24**) es el indicado en la columna 10, necesitaríamos añadir una potencia extra (por medio de otro sistema auxiliar) de valor indicado con colores sombreados en rosa.

Mes	v [m/s]	T <sub>agua</sub> [°C]	T <sub>aire</sub> [°C]	S <sub>p</sub> [m <sup>2</sup> ]	I <sub>T</sub> plano horizontal [W/m <sup>2</sup> ]	Q <sub>pérdidas</sub> [W]	Q <sub>ganancias</sub> [W]	Q <sub>pérdidas</sub> - Q <sub>ganancias</sub> [W]	Q <sub>evacuado</sub> [W]	ΔQ [W]
May	4,47	23	13,9	12	668,84	12.824,93	2.407,83	10.417,10	-	<b>10.417,10</b>
Jun	4,58	23	19	12	757,68	5.744,00	2.727,66	3.016,34	1.506,46	<b>1.509,88</b>
Jul	4,61	23	18	12	776,21	7.213,33	2.794,36	4.418,98	1.745,77	<b>2.673,21</b>
Ago	4,75	23	18	12	683,89	7.380,00	2.462,02	4.917,98	1.550,07	<b>3.367,97</b>
Sep	4,19	23	16	12	551,22	9.398,67	1.984,40	7.414,27	-	<b>7.414,27</b>

**Tabla 8.19: Cálculo del calor necesario que habría que aportar a la piscina para mantener una temperatura de 23 °C en el agua.**

Por tanto, el calor solar evacuado sobrante no sería suficiente para mantener la piscina a una temperatura de 23 °C. No obstante, conseguiríamos una temperatura más confortable que si no existiera este aporte, ya que conseguimos aportar un 50%, 40% y 31% del calor total necesario para Junio, Julio y Agosto respectivamente.

# [ PFC: DISEÑO DE UNA INSTALACIÓN SOLAR TÉRMICA CON APLICACIONES DE ACS, CALEFACCIÓN Y CLIMATIZACIÓN PARA UN EDIFICIO SITUADO EN SEGOVIA. ]

9	LEGIONELOSIS	233
9.1	Condiciones para que se produzca el contagio	234
9.2	Instalaciones de riesgo	234
9.3	Medidas preventivas generales	234
9.4	Criterios de diseño	235
9.5	Tratamiento para evitar legionelosis	237

## 9 LEGIONELOSIS

La legionelosis es una **enfermedad bacteriana** de origen ambiental que suele presentar dos formas clínicas diferenciadas: la infección pulmonar o «Enfermedad del Legionario», que se caracteriza por neumonía con fiebre alta, y la forma no neumónica, conocida como «Fiebre de Pontiac», que se manifiesta como un síndrome febril agudo y de pronóstico leve.

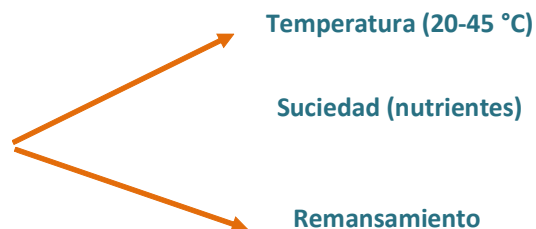
La infección por *Legionella* puede ser adquirida en dos ámbitos, el comunitario y el hospitalario. En ambos casos la enfermedad puede estar asociada a varios tipos de instalaciones, equipos y edificios. Puede presentarse en forma de brotes y casos aislados o esporádicos.

La *Legionella* es una bacteria ambiental capaz de sobrevivir en un amplio intervalo de condiciones físico-químicas, multiplicándose entre 20 °C y 45 °C, destruyéndose a 70 °C (ver **Figura 9.2**). Su temperatura óptima de crecimiento es 35-37 °C.

Su nicho ecológico natural son las aguas superficiales, como lagos, ríos, estanques, formando parte de su flora bacteriana. Desde estos reservorios naturales la bacteria **puede colonizar** los sistemas de abastecimiento de las ciudades y, a través de la red de distribución de agua, se incorpora a **los sistemas de agua sanitaria** (fría o caliente) u otros sistemas que requieren agua para su funcionamiento como las torres de refrigeración. En algunas ocasiones, en estas instalaciones, mal diseñadas, sin mantenimiento o con un mantenimiento inadecuado, se favorece el estancamiento del agua y la acumulación de productos nutrientes de la bacteria, como lodos, materia orgánica, materias de corrosión y amebas, formando una biocapa. La presencia de esta biocapa, junto a una temperatura propicia, explica la multiplicación de *Legionella* hasta concentraciones infectantes para el ser humano. Si existe en la instalación un mecanismo productor de aerosoles, la bacteria puede dispersarse al aire. Las gotas de agua que contienen la bacteria pueden permanecer suspendidas en el aire y penetrar por inhalación en el aparato respiratorio.

Por último, para conseguir su máximo crecimiento requiere un hábitat de agua remansada o con poca velocidad de circulación.

**FACTORES QUE  
INTERVIENEN  
EN EL  
DESARROLLO  
DE LA  
LEGIONELOSIS**



**Figura 9.1: Factores que intervienen en el desarrollo de la legionelosis.**

Las instalaciones que con mayor frecuencia se encuentran contaminadas con *Legionella* y han sido identificadas como fuentes de infección son los sistemas de distribución de agua sanitaria, caliente y fría y los equipos de enfriamiento de agua evaporativos, tales como las torres de refrigeración y los condensadores evaporativos, tanto en centros sanitarios como en hoteles u otro tipo de edificios.

## 9.1 Condiciones para que se produzca el contagio

Para que las personas se vean afectadas se deben presentar las siguientes condiciones:

1. Penetración de la bacteria en el circuito de agua. Suele producirse por el aporte de aguas naturales.
2. Multiplicación de la bacteria en el agua. Debe encontrar las condiciones adecuadas para su desarrollo: temperatura, suciedad y remansamientos.
3. Dispersión en el aire. La bacteria actúa por vía respiratoria, por lo que previamente debe dispersarse en el aire en forma de aerosol; las partículas de dimensiones inferiores a los 5  $\mu$ m pueden alcanzar las zonas más profundas del pulmón.
4. Exposición de los individuos. Es preciso que el microorganismo sea virulento y que los individuos susceptibles se vean expuestos a una cantidad suficiente de aerosoles. En este sentido se debe indicar que no todas las personas son igual de propensas, siendo más susceptibles los hombres, mayores de 50 años, fumadores, bebedores, transplantados e inmunodeprimidos, motivo por el cual los casos más graves se han presentado en los propios hospitales. El riesgo aumenta con el número de bacterias en el aerosol y con el tiempo de exposición.

## 9.2 Instalaciones de riesgo

Atendiendo a su hábitat y a la forma de transmisión de la enfermedad, en el artículo 2 del Real Decreto 865/2003 ([Referencia \[35\]](#)) las instalaciones se clasifican, según su probabilidad de proliferación y dispersión de *Legionella*, en tres grupos. ***Las instalaciones de ACS se incluyen en las de mayor riesgo cuando disponen de acumulación y recirculación***, y son de menor riesgo cuando no disponen de circuito de retorno.

Según se especifica en el mismo artículo quedan excluidas del ámbito de aplicación del Real Decreto 865/2003, las instalaciones ubicadas en edificios dedicados exclusivamente a viviendas, excepto aquellas que afecten al ambiente exterior de estos edificios. Por tanto, en el caso que nos atañe, ***no estamos obligados a tomar las medidas indicadas en el Real Decreto***. No obstante, dado que se trata de una instalación de riesgo de proliferación y dispersión de *Legionella*, deberían disponer de un programa de mantenimiento acorde a los requisitos del citado Real Decreto.

## 9.3 Medidas preventivas generales

Las medidas preventivas mínimas se fijan en el artículo 6 ([Referencia \[35\]](#)) y se basan en la eliminación, o reducción, de zonas sucias mediante un buen diseño y el mantenimiento de las instalaciones, y evitando las condiciones que favorecen la supervivencia y multiplicación de la bacteria, mediante el control de la temperatura del agua y la desinfección continua de la misma.

Todos los vertidos procedentes de cualquier limpieza y desinfección deberán cumplir la legislación medioambiental vigente.

## 9.4 Criterios de diseño

Se indican en el artículo 7 ([Referencia \[35\]](#)) y son:

- ✓ Se debe garantizar la estanqueidad de las instalaciones, evitando los estancamientos y previendo los suficientes puntos de purga que permitan vaciar totalmente las instalaciones.
- ✓ En el aporte de agua al sistema se dispondrán filtros según la norma UNE-EN 13.443-1, para partículas comprendidas entre 80 y 150  $\mu$ m.
- ✓ Todos los equipos serán fácilmente accesibles.
- ✓ Se utilizarán materiales capaces de resistir las desinfecciones (por temperatura, cloro u otros elementos), evitando utilizar aquellos que favorezcan la creación de la biocapa.
- ✓ La temperatura del agua fría se mantendrá por debajo de los 20 °C, si lo permiten las condiciones climáticas, por lo que las tuberías dispondrán del correspondiente aislamiento térmico y se separaran de los focos y tuberías calientes.
- ✓ Cuando se utilicen depósitos de agua fría los mismos dispondrán de una cubierta impermeable que ajuste perfectamente y permita el acceso al interior. Si se encuentran en el exterior se aislarán térmicamente.
- ✓ El agua de los acumuladores de ACS anteriores al consumo tendrá una temperatura homogénea, se evitará su enfriamiento en zonas interiores.
- ✓ Se dispondrán sistemas de válvulas de retención según la norma UNE-EN 1.717, que eviten las mezclas de agua de diferentes circuitos, calidades o usos.
- ✓ La temperatura del ACS se mantendrá por encima de 50 °C en el punto más alejado del circuito, o en la tubería de retorno. La instalación permitirá que el agua alcance una temperatura de 70 °C. Cuando se utilice un sistema de aprovechamiento térmico, que disponga de acumulación y en el cual no se pueda garantizar de forma continua una temperatura de 60 °C, se instalará otro acumulador final, antes de la distribución a consumo, en el que se garantice dicha temperatura.

Además de estas condiciones, según lo especificado en la ITE 02.5.1 del RITE, la **norma UNE 100.030** (año 2005) es de obligado cumplimiento. Así, a continuación se añaden ciertos aspectos complementarios que atañen a nuestra instalación:

- ✓ Para el sellado de uniones debe evitarse el empleo de materiales que favorezcan el desarrollo de bacterias y hongos (cueros, materiales celulósicos y ciertos tipos de gomas, masillas y plásticos).
- ✓ **Evitar zonas de estancamiento del agua**, como tuberías de desviación, equipos y aparatos de reserva, tramos de tuberías de fondo ciego, etc. En particular los equipos y aparatos de reserva deberán aislarse mediante válvulas de corte de cierre hermético y deberán estar equipados con válvulas de drenaje en los puntos más bajos.
- ✓ Durante el montaje se evitará la entrada de materiales extraños en los circuitos de distribución. En cualquier caso, los circuitos deberán someterse a una limpieza a fondo antes de su puesta en servicio.
- ✓ Los depósitos de ACS deberán estar fuertemente aislados; estarán dotados de boca de registro para la limpieza y de vaciado en el punto más bajo.



- ✓ Para acumulaciones de gran volumen se recomiendan intercambiadores exteriores de placas.
- ✓ Para reducir la estratificación se utilizarán depósitos esbeltos, con conexión hidráulica en serie. En la entrada de agua fría dispondrán de deflectores para reducir la velocidad de entrada del agua.
- ✓ Para los depósitos son indicados los aceros inoxidables y algunos revestimientos protectores del acero común.
- ✓ Para las tuberías son indicados el cobre, el acero inoxidable y algunos materiales plásticos resistentes a la presión y a la temperatura.
- ✓ La tubería de acometida a la cabeza difusora de las duchas o grifos, quedará vacía cuando no estén en uso.
- ✓ Cuando haya necesidad de acumulación de agua fría se instalarán dos depósitos en paralelo, por lo menos, para permitir la limpieza de uno mientras los restantes están en servicio; en cualquier caso, los depósitos estarán tapados para prevenir la entrada de cuerpos extraños. Los depósitos se dimensionarán para un volumen mínimo compatible con las necesidades.

Todas estas condiciones de dimensionamiento para los diversos componentes se han tenido en cuenta. Sin embargo, se recuerda que en nuestro caso son medidas preventivas tal y como explicamos anteriormente (un edificio de viviendas está exento de cumplir el Real Decreto).

## 9.5 Tratamiento para evitar legionelosis

Puesto que nunca está de más curarnos en salud, y tampoco supone un coste adicional extremadamente elevado, se puede realizar un tratamiento térmico 1 o dos veces al año que consistiría en llenar el depósito acumulador de ACS y elevar la temperatura del agua hasta los 70 °C y mantener al menos 2 horas (tiempo suficiente para que se produzca la muerte de la bacteria, ver [Figura 9.2](#)).

Posteriormente se abrirían por sectores todos los grifos y duchas, durante 5 minutos, de forma secuencial, asegurándonos de que la temperatura en todos los puntos terminales de la red alcanza los 60 °C.

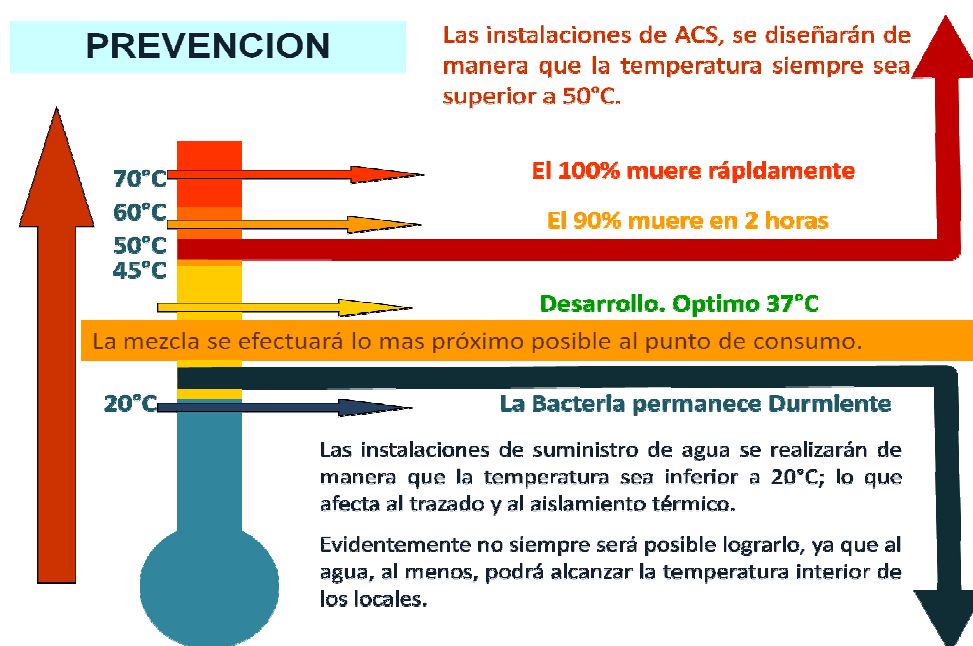


Figura 9.2: Ciclos de vida de la bacteria.

Tras el tratamiento, se volverá a llenar el depósito de ACS para su funcionamiento habitual.

## **[ PFC: DISEÑO DE UNA INSTALACIÓN SOLAR TÉRMICA CON APLICACIONES DE ACS, CALEFACCIÓN Y CLIMATIZACIÓN PARA UN EDIFICIO SITUADO EN SEGOVIA. ]**

10 AHORRO ENERGÉTICO & AHORRO ECONÓMICO \_\_\_\_\_ 239

## 10 AHORRO ENERGÉTICO & AHORRO ECONÓMICO

Como ya hemos explicado anteriormente, la tecnología solar traerá consigo un ahorro energético que implicará también un ahorro económico.

Para determinar cada uno de ellos, necesitamos conocer la energía que la instalación consumiría durante un año. La energía necesaria para abastecer la demanda de ACS y Calefacción dependerá del tiempo de funcionamiento diario de la instalación, del número de días por mes (N) y de las potencias consumidas en ambas aplicaciones.

Estimaremos el tiempo de funcionamiento de la instalación, como 12 horas diarias. Suponemos que la calefacción sería apagada durante la noche y que por otra parte, durante las horas de sueño, tampoco habrá demanda de ACS. Por lo que la energía se puede expresar como:

$$E^{\text{mes } i} [\text{kW} \cdot \text{h}] = Q [\text{kW}] \cdot t_{\text{funcionam}} \cdot N$$

Ecuación 10.1

La suma de los consumos de energía conforma la energía total acumulada (señalada en color rojo), que asciende a un valor de 32.123,243 kW·h.

ENERGÍA CONSUMIDA							
Mes	N [días/mes]	t <sub>funcionam</sub> [horas/día]	Q <sub>ACS</sub> [kW]	Q <sub>CAL</sub> [kW]	E <sub>ACS</sub> [kW·h]	E <sub>CAL</sub> [kW·h]	E <sub>T</sub> = E <sub>ACS</sub> + E <sub>CAL</sub> [kW·h]
Ene	31	12	4,012	8,798	1.492,492	3.272,978	4.765,471
Feb	28		3,378	7,921	1.134,844	2.661,413	3.796,258
Mar	31		3,104	5,936	1.154,693	2.208,202	3.362,895
Abr	30		2,995	4,921	1.078,025	1.771,419	2.849,444
May	31		2,801	3,127	1.042,019	1.163,287	2.205,307
Jun	30		2,692	0,506	969,233	182,109	1.151,342
Jul	31		2,327	0,000	865,678	0,000	865,678
Ago	31		2,085	0,000	775,703	0,000	775,703
Sep	30		2,587	1,518	931,375	546,326	1.477,700
Oct	31		2,726	3,541	1.014,032	1.317,252	2.331,283
Nov	30		3,458	7,373	1.244,921	2.654,184	3.899,104
Dic	31		4,127	8,355	1.535,135	3.107,923	4.643,058
TOTAL					13.238,151	18.885,092	32.123,243

Tabla 10.1: Energía consumida mensual y acumulada (anual) (ACS y Calefacción).

El aporte auxiliar elegido en la instalación es una caldera de condensación que funcionará con gas natural.

De acuerdo con la Resolución de 23 de Septiembre de 2010, de la Dirección General de Política Energética y Minas, la tarifa de último recurso del gas natural sin impuestos se recoge en la [Tabla 10.2](#).

Debido a que la energía acumulada anual consumida no supera los 50.000 kWh, nos encontramos dentro del primer caso. Si la instalación funcionase únicamente con gas natural (sin aporte solar), el coste anual energético de la instalación ascendería a los **1.648 euros**. ([Tabla 10.3](#)).

Tarifa		Término	
		Fijo (€/cliente)/mes	Variable cent/kWh
TUR.1	Consumo inferior o igual a 5.000 kWh/año . . . . .	3,90	4,694948
TUR.2	Consumo superior a 5.000 kWh/año e inferior o igual a 50.000 kWh/año . . . . .	7,84	4,130748

Tabla 10.2: Tarifa de último recurso del gas natural (sin IVA). FUENTE: [www.cne.es](http://www.cne.es)

FACTURA ENERGÉTICA (GAS NATURAL)			
$E_{\text{acumulada}}(\text{anual})[\text{kW} \cdot \text{h}] = \sum_{i=1}^{12} Q_{\text{Tmes i}}[\text{kW}] \cdot t_{\text{funcionam i}} \left[ \frac{\text{horas}}{\text{día}} \right] \cdot N_{\text{mes i}}[\text{días}] = 32.123 \text{ kW} \cdot \text{h} < 50.000 \text{ kW} \cdot \text{h}$			
Concepto	Coste factura [€/año]	Coste del kW·h [€/kW·h]	Coste del kW·h [c€/kW·h]
Termino fijo	94	-	-
Termino variable	1.327	-	-
Total sin IVA	1.421	0,044236	4,423620
IVA (16%)	227	-	-
Total con IVA	<b>1.648</b>	<b>0,051314</b>	<b>5,131399</b>

Tabla 10.3: Coste monetario de la energía que se consumiría en un año sin considerar el aporte solar (ACS y Calefacción).

Veamos ahora el coste energético y monetario anual real de la instalación, empleando únicamente gas natural como aporte auxiliar. En estas circunstancias las potencias necesarias para ACS y Climatización que deberán ser suministradas por gas natural ( $Q_{\text{ACS}}^{\text{con solar}}$ ), serán:

$$Q_{\text{ACS}}^{\text{con solar}} = Q_{\text{ACS}}^{\text{sin solar}} \cdot (1 - f_{\text{ACS}})$$

Ecuación 10.2

$$Q_{\text{CAL}}^{\text{con solar}} = Q_{\text{CAL}}^{\text{sin solar}} \cdot (1 - f_{\text{CAL}})$$

Ecuación 10.3

Ya que, la contribución solar para cada una de las aplicaciones indica la proporción entre el calor útil dado por la instalación solar y la demanda en esa aplicación.

$$f_{\text{ACS}} = \frac{Q_{\text{util}}^{\text{ACS}}}{Q_{\text{ACS}}}$$

$$f_{\text{CAL}} = \frac{Q_{\text{util}}^{\text{CAL}}}{Q_{\text{CAL}}}$$

ENERGÍA CONSUMIDA CON APOORTE SOLAR								
Mes	f <sub>ACS</sub>	f <sub>CAL</sub>	Q <sub>ACS</sub> [kW]	Q <sub>CAL</sub> [kW]	E <sub>ACS</sub> [kW·h]	E <sub>CAL</sub> [kW·h]	E <sub>T</sub> = E <sub>ACS</sub> + E <sub>CAL</sub> [kW·h]	ΔE <sub>T</sub> [kW·h]
Ene	0,416	0,264	2,343	6,476	871,616	3.280,528	4.152,143	613,328
Feb	0,441	0,39	1,888	4,832	634,378	2.257,840	2.892,218	904,040
Mar	0,563	0,937	1,356	0,374	504,601	643,718	1.148,319	2.214,576
Abr	0,593	0,982	1,219	0,089	438,756	470,642	909,398	1.940,046
May	1,038	0,986	2,801	0,044	1.042,019	1.058,305	2.100,325	104,982
Jun	1	0	0,000	0,506	0,000	182,109	182,109	969,233
Jul	1	0	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	865,678
Ago	1	0	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	775,703
Sep	0,944	1,067	0,145	1,518	52,157	598,483	650,640	827,061
Oct	0,74	0,916	0,709	0,297	263,648	374,297	637,946	1.693,338
Nov	0,424	0,411	1,992	4,343	717,074	2.280,388	2.997,463	901,641
Dic	0,376	0,195	2,575	6,725	957,924	3.459,802	4.417,727	225,332
<b>TOTAL</b>					<b>5.482,174</b>	<b>14.606,112</b>	<b>20.088,286</b>	<b>12.034,957</b>

Tabla 10.4: Consumo de energía para nuestra instalación considerando el aporte solar de ACS y Calefacción.

La energía total anual acumulada se ve disminuida en 12.064 kW·h, tal y como indica la siguiente ecuación:

$$\Delta E_{\text{acumulada}} = E_{\text{acumulada}}^{\text{sin solar}} - E_{\text{acumulada}}^{\text{con solar}} = 12.034 \text{ kW} \cdot \text{h}$$

Ecuación 10.4

Considerando el mismo régimen tarifario, el nuevo coste anual de la instalación será de 1,072 euros, lo que supone un ahorro de 577 euros al año. El ahorro monetario expresado como porcentaje sobre el coste de la factura inicial es de un 35%.

AHORRO ECONÓMICO EN LA FACTURA			
	Nueva facturación	Factura sin aporte solar	Variación
Concepto	Coste factura [€/año]	Coste factura [€/año]	ΔCoste [€/año]
Termino fijo	94	94	0
Termino variable	830	1.327	497
Total sin IVA	924	1.421	497
IVA (16%)	148	227	80
Total con IVA	<b>1.072</b>	<b>1.648</b>	<b>577</b>

Tabla 10.5: Ahorro económico que supone la tecnología solar en la instalación.

La potencia que deberá aportar la caldera cumple:

$$q_{\text{caldera}} [\text{kW}] = m_{\text{comb}} \cdot \text{PCI} \cdot \eta_{\text{caldera}}$$

Ecuación 10.5

O en forma de energía:

$$q_{\text{caldera}} [\text{kJ}] = m_{\text{comb}} [\text{kg}] \cdot \text{PCI} \cdot \eta_{\text{caldera}}$$

Ecuación 10.6

Donde:

- ▶  $\eta_{\text{caldera}} [-] = 0,97$ .
- ▶  $\text{PCI} \left[ \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right]$ : poder calorífico inferior.
- ▶  $m_{\text{comb}} \left[ \frac{\text{kg}}{\text{s}} \right]$ : caudal de combustible a consumir.

Por tanto, puesto que la caldera tiene un rendimiento, los kWh reales que consumirá la caldera serán un poco superiores a los estimados.

# [ PFC: DISEÑO DE UNA INSTALACIÓN SOLAR TÉRMICA CON APLICACIONES DE ACS, CALEFACCIÓN Y CLIMATIZACIÓN PARA UN EDIFICIO SITUADO EN SEGOVIA. ]

11	IMPACTO AMBIENTAL	244
11.1	Ahorro de emisiones debidas a la construcción de los componentes de la instalación.	
	Comparación entre éstas y las emisiones provocadas durante el ciclo de vida de la instalación	245
11.1.1	¿Qué ocurre si comparamos una instalación solar con una convencional?	247
11.2	Ahorro de emisiones debidas al funcionamiento de la instalación solar con tecnología solar	251



## 11 IMPACTO AMBIENTAL

Es uno de los gases de efecto invernadero (GEI) ya que resulta ser opaco a la radiación infrarroja emitida por La Tierra, es decir, impide que la radiación infrarroja emitida por La Tierra sea transferida al espacio exterior. Se comporta como un aislante térmico conservando el calor terrestre. Éste es un fenómeno natural que colabora al mantenimiento del equilibrio térmico del planeta. El problema surge cuando su concentración se altera, incrementándose año tras año.

Los óxidos de carbono son contaminantes presentes en la atmósfera. Fundamentalmente son: dióxido de carbono y monóxido de carbono.

El CO<sub>2</sub> es un gas esencial para la vida, es emitido y absorbido por las plantas y emitido por los animales como resultado de su metabolismo. Las fuentes naturales que lo generan son primordialmente las plantas y los volcanes y las fuentes antrópicas (originado por la actividad humana) son la combustión de combustibles fósiles y de madera.

Su concentración actual en la atmósfera ha pasado de ser de 280 ppmv<sup>26</sup> antes de la revolución industrial a 380 ppmv en la actualidad y continúa creciendo a un ritmo de un 0,5 % por año. Este aumento es preocupante por su participación en el efecto invernadero.

El uso de los combustibles fósiles como fuente de energía sigue siendo esencial para la sociedad actual, por lo que una de las acciones a corto y medio plazo lo constituye la mejora de la eficiencia en la conversión.

Por otra parte, las fuentes del CO, también son las combustiones. Además, otra fuente de importancia es la oxidación del metano en la propia atmósfera.

En los siguientes apartados se estudiará la emisión de estos contaminantes ocasionada por la instalación, tanto directa (combustión de gas natural como fuente auxiliar) como indirectamente (emisiones provocadas por la fabricación de los componentes de la instalación).

Uno de los **indicadores** empleados para conocer el efecto invernadero provocado por los diferentes gases es el **periodo de residencia**, una magnitud que indica la cantidad de tiempo que el CO<sub>2</sub> permanece en la atmósfera. Si el periodo de residencia es largo, significa que se puede acumular más fácilmente el emitido por los seres humanos que el producido por los agentes naturales, que se supone está en equilibrio y es una cantidad casi constante desde hace 11.600 años, desde que comenzó el periodo interglaciar.

Si el valor de este indicador es corto, un eventual exceso de CO<sub>2</sub> podría desaparecer rápidamente por los sumideros naturales (océanos, rocas calizas, plantas, etc.) cuando se consiguieran reducir las emisiones antropogénicas. Con lo que, no habría tanta urgencia por reducir las emisiones actuales.

No resulta sencillo fijar una cifra precisa del periodo de residencia del CO<sub>2</sub> en la atmósfera. La Tierra es muy grande y los instrumentos de medición son relativamente pocos. Además, la mayoría se sitúan en zonas habitadas, que son un pequeño porcentaje del total (un 71% de la superficie del planeta es océano, a lo que se añaden desiertos y selvas). Hay hasta 36 estimaciones diferentes cuyas estimaciones sitúan este valor

---

<sup>26</sup> **ppmv**: partes por millón en volumen [ $\mu\text{g}\cdot\text{ml}^{-1}$ ]. Unidad pequeña de concentración que indica que hay un miligramo de soluto en un mililitro de disolución (aire de la atmósfera).

entre los 2 y los 25 años. Aunque haciendo una media entre los valores más repetidos, la vida media del CO<sub>2</sub> sería de unos 7,5 años ([Referencia \[34\]](#)).

Otros gases emplean como referencia el efecto del CO<sub>2</sub> para indicar su poder de gas de efecto invernadero.

### 11.1 Ahorro de emisiones debidas a la construcción de los componentes de la instalación. Comparación entre éstas y las emisiones provocadas durante el ciclo de vida de la instalación

La energía solar ofrece una alternativa más “verde” a los métodos tradicionales para producir electricidad y agua caliente.

Para cuantificar los beneficios de la energía solar, es necesario realizar un análisis del ciclo de vida (ACV) de las instalaciones de energía solar térmica que requiere evaluar el impacto ambiental de todos los materiales utilizados en la fabricación de este tipo de instalaciones.

Francisco Javier Rey Martínez y Eloy Velasco Gómez se encargaron de realizar un estudio sobre este asunto, que reflejaron en el artículo “Análisis del ciclo de vida y costes medioambientales de una instalación solar de agua caliente sanitaria para una casa rural en Valladolid (España)”, [Referencia \[30\]](#).

En su estudio tomaron una instalación solar térmica con colectores planos en la cubierta empleados para la producción de agua caliente sanitaria en Valladolid. La vivienda estudiada es una casa rural individual de dos plantas y 100 m<sup>2</sup> de superficie, con una ocupación de 6 personas. Las habitaciones que necesitan ACS serían: cocina, baño completo y aseo en la planta baja, y otro baño completo en la segunda planta.

La climatología de la ubicación se caracteriza por inviernos largos y duros y veranos relativamente cortos, suaves y bastante secos. Una condiciones climáticas bastante similares a las que podemos encontrar en Segovia.

Según el Instituto para la Diversificación y el Ahorro Energético (IDAE), los hogares españoles gastan una media de 700 euros al año en energía. Un 46% se dedica a la calefacción, un 20% al agua caliente y por último un 16% para otros usos.

La Asociación de Fabricantes Españoles de Generadores y Emisores de Calor por Agua Caliente (FEGECA) asegura que los paneles solares pueden proporcionar entre un 50% y un 70% de las necesidades energéticas de una vivienda, permitiendo ahorros de un 75% si lo comparamos con otros procedimientos.

La instalación a estudio es una instalación solar térmica de baja temperatura compuesta por:

- ▶ **Módulo recolector:** formado por 2 colectores solares planos de 2 m<sup>2</sup> de superficie que dotados de superficies absorbedoras captan la energía solar. Los colectores estarán orientados hacia el Sur y con un ángulo de inclinación de 40°.
- ▶ **Módulo de almacenaje:** consiste en un sistema de acumulación, un tanque bien aislado con 55 mm de espesor de poliuretano. Su capacidad es de 300 L.
- ▶ **Módulo de distribución:** incluye todos los elementos que se requieren para la distribución y preparación para el consumo: válvulas, bombas, sistema de control, conductos,...

Además, también dispondrán de una caldera que suministrará el calor necesario para atender toda la demanda cuando el aporte solar no sea suficiente. El combustible empleado será gas natural.

El análisis de ciclo de vida, es una herramienta para evaluar la carga ambiental asociada a un producto, que en este caso en la instalación solar, en todas las etapas de su vida. La normativa de este tipo de análisis se recoge en las normas internacionales ISO 1404X.

Las etapas del ciclo de vida de un producto incluyen: extracción de materias primas, producción de materiales, partes del producto, el producto en sí, el uso de éste, y la etapa final: reciclaje, re-uso, disposición final o una combinación de ellos.

Como carga ambiental se entiende todo tipo de afectaciones incluyendo la extracción de recursos y emisiones/descargas hacia los componentes ambientales.

Éste caso particular, utiliza Eco-Indicator 95, Eco-Indicator 99 y EPS 2000 para la evaluación de los impactos ambientales asociados a las actividades humanas.

Estos métodos no forman parte del ámbito de estudio de este proyecto, por lo que nos centraremos casi únicamente en sus resultados y conclusiones finales, sin prestar mucha atención en el desarrollo del análisis.

La metodología del ACV, que como ya dijimos está estandarizada en las normas ISO 1404X, contempla su desarrollo a través de los siguientes pasos:

- ✓ *Definición de objetivos y alcance* (ISO 14040): Los objetivos en este caso consisten en analizar los diferentes componentes de la instalación, valorar sus emisiones a lo largo del ciclo de vida, evaluar los impactos ambientales producidos por estas emisiones, cuantificar los costes de estas emisiones. Como objetivo adicional, se comparará esta instalación con una instalación convencional.
- ✓ *Análisis de Inventario* (ISO 14041): Los datos empleados provienen del “Swiss Centre for Life Cycle Inventories (LCI)”. Con lo que quedan cuantificados todas las entradas y salidas de materias y energías.
- ✓ *Evaluación de Impactos* (ISO 14042).
- ✓ *Interpretación*.

Los principios básicos en el EPS 2000 consisten en evaluar los impactos de un elemento sobre cuatro categorías: la salud humana, la biodiversidad, los recursos y la capacidad de producción del Ecosistema.

TABLE 5. CONTRIBUTION TO DAMAGE CATEGORIES

Damage categories	Boiler	Accumulator	Collector	Pipes	Complem. elements	Natural gas	Installation (ELU)
Human health	554.97	1,063.28	498.09	114.14	72.41	9,140.70	11,443.60
Ecosystem	-3.07	-6.28	-3.03	-0.62	-0.20	-101.15	-114.35
Production ability							
Resources	7,598.76	2,695.67	11,423.76	14,348.15	991.92	26,191.10	66,552.36
Biodiversity	3.18	7.08	2.97	0.46	0.51	107.76	121.96
Total	8,153.85	3,759.75	14,921.8	14,462.1	1,067.65	35,638.41	78,003.57

Tabla 11.1: Contribución de los diferentes componentes de la instalación a cada categoría de daños. FUENTE: Referencia [30].

Los impactos se valoran en la EPS en una escala relativa en unidades de carga del medio ambiente ELU, sería como la unidad monetaria a pagar para revertir los daños ocasionados por las emisiones.

Según se puede ver en la [Tabla 11.2](#) y [Tabla 11.3](#), el gas natural consumido durante la operación de la instalación es el principal contribuidor a las categorías de daño e impacto. Las dos categorías principalmente dañadas son la reducción de reservas (75%) y la esperanza de vida (16%), que se debe fundamentalmente a las emisiones de CO<sub>2</sub> que se producen en la combustión del gas natural.

TABLE 4. CONTRIBUTION TO IMPACT CATEGORIES

<i>Impact categories</i>	<i>Boiler</i>	<i>Inter-accumulator</i>	<i>Collector</i>	<i>Pipes</i>	<i>Elem. Comp.</i>	<i>Natural gas</i>	<i>Installation (ELU)</i>
Life expectancy	370.90	702.47	329.70	79.50	44.17	5758.42	7,285.16
Severe nuisance	101.32	183.07	85.88	13.32	13.25	2851.90	3,248.74
Moderate nuisance	18.39	37.79	17.69	4.73	2.90	509.93	591.43
Severe inconvenience	54.02	124.92	53.73	9.80	10.57	6.20	259.24
Moderate inconvenience	10.35	15.03	11.10	6.79	1.53	14.25	59.05
Cultivations:							
production ability	1.24	2.48	1.14	0.23	0.52	19.36	24.97
Wood:							
production ability	-4.36	-8.67	-4.04	-0.98	-0.71	120.11	-138.87
Meat and fishing:							
production ability	-0.23	-0.49	-0.23	-0.04	-0.05	-0.87	-1.91
Acidification	0.27	0.41	0.10	0.17	0.04	0.47	1.46
Reserve reduction	7,598.76	2,695.67	14,423.76	14,348.15	994.93	2,6491.1	66,552.37
Species disappearance	3.19	7.08	2.97	0.46	0.51	107.76	121.97
Total	8,153.85	3,759.76	14,921.80	14,462.13	1,067.66	35,638.4	78,003.61

Tabla 11.2: Subcategorías de impacto.

Los datos de las tablas están expresados por TJ de gas natural (unidad funcional). Por lo que, el precio a pagar para evitar daños a la atmósfera sería de 78.003,61 ELU por cada TJ de gas natural utilizado<sup>27</sup>.

### 11.1.1 ¿Qué ocurre si comparamos una instalación solar con una convencional?

Se demuestra que en 25 años, que es el tiempo aproximado del ciclo de vida de una instalación solar, el consumo de gas natural es 3,357 veces el consumo de una instalación solar.

Para comparar ambas instalaciones se comparan separadamente el impacto causado por la construcción de la infraestructura y el impacto de la energía consumida durante el funcionamiento en su ciclo de vida. Los resultados obtenidos pueden verse en el [Figura 11.1](#).

**Se observa que los efectos sobre el medio ambiente de la infraestructura tienen mayor repercusión para la instalación solar.** Esto se puede explicar dado el mayor número de componentes que requiere una instalación de este tipo, por lo que la energía requerida para su producción será también mayor.

<sup>27</sup> Esta referencia depende del valor tomado del PCI por los autores del artículo. Como no conocemos éste valor tomaremos el valor que se ha utilizado para los cálculos en este proyecto (PCI del gas natural = 48.270 kJ/kg). En magnitudes de TJ, equivale a decir que 1 kg de gas natural produce  $4,827 \cdot 10^{-5}$  TJ, con lo que 1 TJ equivale a  $2,072 \cdot 10^4$  kg  $\approx$  21 toneladas de gas natural.

Mucho más importante que el efecto de la infraestructura es el efecto del consumo de energía (consumo de gas natural) de las dos instalaciones durante su funcionamiento. En este caso, los efectos negativos son mucho más significativos en una instalación convencional, debido a que una instalación convencional se abastece para satisfacer la demanda exclusivamente de gas natural, mientras que una instalación solar, consumirá para apoyar al aporte solar, consumiendo por tanto, menor cantidad de combustible.

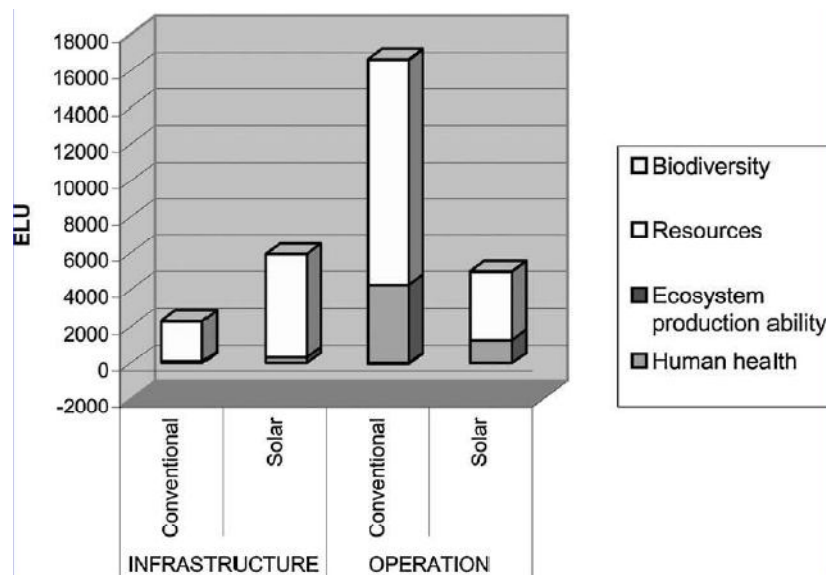


Figura 11.1: Comparación sobre las distintas categorías de daños entre una instalación solar y una convencional, distinguiendo entre los daños ocasionados por la infraestructura y los daños ocasionados por el funcionamiento. FUENTE: Referencia [30].

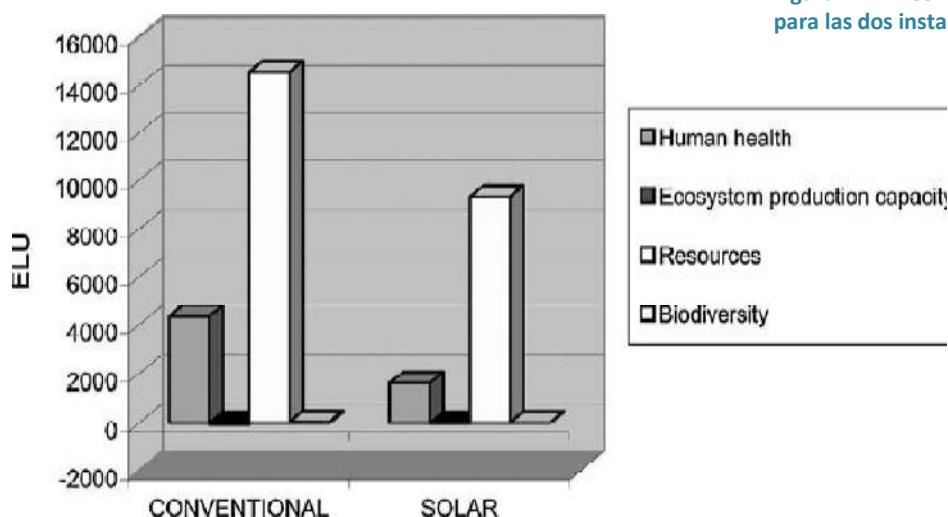


Figura 11.2: Contribución a las categorías de daño para las dos instalaciones. Fuente: Referencia [30].

Respecto al reparto sobre las categorías de daño para las dos instalaciones, se puede apreciar que es similar, tal y como indica la Figura 11.2. Sufriendo un mayor impacto en orden decreciente: los recursos, la salud humana, la biodiversidad y en último lugar la capacidad de producción del ecosistema.

Podemos comparar de forma más detallada las dos instalaciones según sus categorías de impacto. Los datos están recogidos en la Tabla 11.2.

TABLE 7. CONTRIBUTION OF INFRASTRUCTURAL (UPPER TABLE) AND OPERATIONAL (LOWER TABLE) ASPECTS TO DIFFERENT CATEGORIES

1. Resources reduction							
Conventional installation				Solar installation			
Material	Kg	ELU	%	Material	kg	ELU	%
Cu	20.89	2,023.86	91%	Cu	168.07	4,897.40	87%
Fe	152.14	68.12	3%	Fe	1,833.62	246.86	4%
Rh	1.05E-06	24.26	1%	Rh	1.53E-05	106.53	2%
Conventional installation				Solar installation			
Fuel	Kg	ELU	%	Material	kg	ELU	%
Natural gas	15,513.42	12,193.55	99%	Natural gas	4,665.07	3,666.74	99%
2. Life expectancy							
Conventional installation				Solar installation			
Chemical	Kg	ELU	%	Chemical	kg	ELU	%
CO <sub>2</sub>	352.70	23.77	41%	CO <sub>2</sub>	1,319.30	88.93	42%
PAH	1.85E-04	8.96	15%	Particles < 10 µm	2.53	26.66	12%
SO <sub>2</sub>	2.59	8.26	14%	SO <sub>2</sub>	7.72	24.67	12%
Conventional installation				Solar installation			
Chemical	Kg	ELU	%	Chemical	kg	ELU	%
CO <sub>2</sub>	33,358.51	2,248.53	84%	CO <sub>2</sub>	10,031.29	676.16	81%
CH <sub>4</sub>	110.16	182.58	7%	CH <sub>4</sub>	33.13	54.90	7%
PAH	3.37E-03	162.88	6%	PAH	1.01E-03	48.98	6%
3. Severe nuisance							
Conventional installation				Solar installation			
Chemical	Kg	ELU	%	Chemical	kg	ELU	%
CO <sub>2</sub>	352.70	12.45	64%	CO <sub>2</sub>	1,319.30	46.57	68%
PAH	1.82E-04	2.97	15%	PAH	3.38E-04	5.42	8%
SO <sub>2</sub>	2.59	-1.70	9%	SO <sub>2</sub>	7.72	-5.08	75
Conventional installation				Solar installation			
Chemical	Kg	ELU	%	Chemical	kg	ELU	%
CO <sub>2</sub>	33,358.51	1,177.56	88%	CO <sub>2</sub>	10,031.29	354.10	88%
CH <sub>4</sub>	110.16	95.29	7%	CH <sub>4</sub>	33.13	28.65	7%
PAH	3.37E-03	53.98	4%	PAH	1.01E-03	16.23	4%

Tabla 11.3: Contribución de las principales sustancias de los componentes de la instalación a las categorías de impacto. FUENTE: Referencia [30].

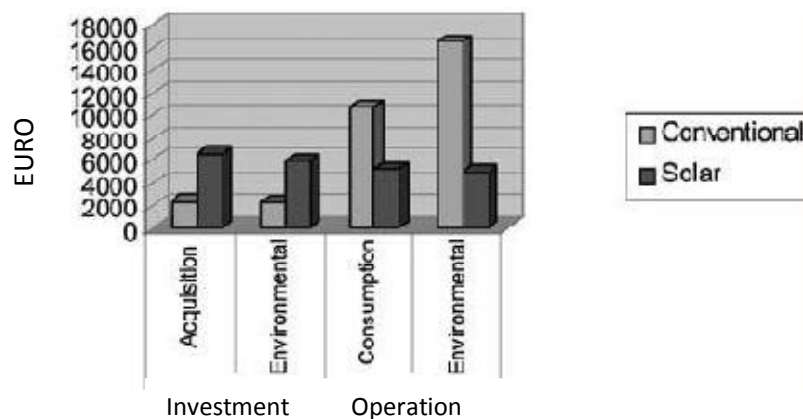
En último lugar, también hicieron una comparación económica de ambas instalaciones. Distinguiendo entre:

- Costes de inversión: son los costes que conllevan la adquisición de la instalación y de sus diferentes componentes necesarios, también incluyen los gastos medioambientales de las emisiones que esta fabricación conlleva.
- Costes de operación: son los gastos relacionados con la consumición de energía durante el ciclo de vida de las dos instalaciones y los gastos medioambientales que suponen las emisiones durante el funcionamiento.

Considerando que 1 ELU  $\approx$  1 euro, los resultados del método EPS2000, pueden verse en la [Figura 11.3](#).



Figura 11.3: Costos de inversión y operación para una instalación solar y convencional. FUENTE: Referencia [30].



Estos costes son orientativos, dado que el precio de la instalación puede variar de forma importante dependiendo de la empresa que fabrica los productos. Sin embargo, nos servirá como orientación. En general, los gastos de inversión son 4.189 euros más altos para la instalación solar.

En cuanto a los gastos de operación resultan 5.341 euros mayores para el caso de la instalación convencional.

Ahora bien, tras 12 años de funcionamiento, la diferencia de costes iniciales se amortizaría, por lo que a partir de ese momento hasta los 25 años de vida de la instalación los costes de la instalación solar serían mucho más inferiores que los costes de la instalación convencional. Por lo que, tras esos 25 años, la instalación convencional habrá costado 9.335 euros más que la instalación solar.

A pesar de que con estos datos no podemos calcular con exactitud las emisiones de CO<sub>2</sub> producidas por la fabricación de las infraestructuras de la instalación, nos sirve para comparar de forma relativa estas emisiones con las producidas durante el funcionamiento de la instalación.

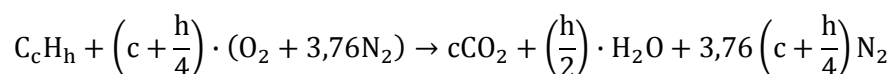
Dado que el precio a pagar en ELU (ver Figura 11.1) por el daño provocado por la construcción de las infraestructuras en una instalación solar, resulta ser aproximadamente de unos 4.500 ELU y el daño provocado por la operación de la instalación solar es de unos 3.500 ELU, **podríamos concluir que el daño por infraestructuras es del orden de un 29% superior.**

## 11.2 Ahorro de emisiones debidas al funcionamiento de la instalación solar con tecnología solar

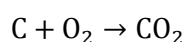
La combustión es la responsable de un 90% de los contaminantes atmosféricos.

Es una reacción química exotérmica irreversible que ocurre involucrando fuertes gradientes de temperatura, generalmente en un medio en estado gaseoso. Los gradientes se concentran en capas delgadas denominadas llamas que separan los reactantes de los productos. Por efecto de la combustión se libera energía contenida en la estructura electrónica de los reactantes aumentando el nivel térmico de los productos.

Este proceso termoquímico involucra la generación de CO<sub>2</sub> y de otros contaminantes en menor proporción (CO, SO<sub>2</sub>, NO, NO<sub>2</sub>, hidrocarburos inquemados, etc). Si consideramos una combustión completa (proveniente de una mezcla rica), en la que los únicos productos de la reacción son CO<sub>2</sub>, H<sub>2</sub>O y nitrógeno molecular, la reacción global e ideal de un hidrocarburo genérico se puede escribir como:



**Reacción 11.1: Combustión completa de un hidrocarburo.**



**Reacción 11.2: Formación de CO<sub>2</sub>.**

Siendo c y h el número de átomos de carbono e hidrógeno respectivamente que hay en la molécula del hidrocarburo.

La proporción de CO<sub>2</sub> emitida por kg de combustible cumple con:

$$\chi = \frac{m_{CO_2}}{m_{comb}} = \frac{N_{CO_2} \cdot PM_{CO_2}}{N_{comb} \cdot PM_{comb}} = \frac{PM_C + PM_{O_2}}{PM_C + \frac{h}{c} \cdot PM_H} \cong \frac{12 + 32}{12 + \frac{h}{c}} = \frac{44}{12 + \frac{h}{c}}$$

Donde:

- ▶  $PM_C = 12 \left[ \frac{g}{mol} \right]$ : peso molecular del carbono.
- ▶  $PM_{O_2} = 2 \cdot 16 = 32 \left[ \frac{g}{mol} \right]$ : peso molecular del O<sub>2</sub>
- ▶  $PM_{CO_2} \left[ \frac{g}{mol} \right] = PM_C + PM_{O_2}$
- ▶  $N_{CO_2}$  y  $N_{comb}$  [mol]: número de moles de CO<sub>2</sub> y del combustible respectivamente.
- ▶  $m_{CO_2}$  y  $m_{comb}$  [kg]: masa del CO<sub>2</sub> y del combustible.
- ▶  $\chi$  [–]: fracción de CO<sub>2</sub> emitido por kg de combustible.

Despejando de la **Ecuación 10.6**, la masa de combustible tenemos:

$$m_{CO_2} = \frac{q_{caldera}}{PCI \cdot \eta_{caldera}}$$

**Ecuación 11.1**



Por lo que ahorro de emisiones se podrá expresar como:

$$\Delta m_{CO_2} = \chi \cdot \frac{\Delta q_{caldera}}{PCI \cdot \eta_{caldera}}$$

**Ecuación 11.2**

Como el hidrocarburo elegido es gas natural, cuya composición empírica es 100% metano ( $CH_4$ ). Con lo que,  $c = 1$  y  $h = 4$ . Tendremos:

$$\frac{h}{c} = 4$$

**Ecuación 11.3**

$$\chi_{CH_4} = \frac{44}{12 + 4} = 2,75 \frac{kg CO_2}{kg CH_4}$$

**Ecuación 11.4**

El valor de  $\Delta q_{caldera}$  será el ahorro de energía demandada anual acumulada,  $\Delta E_{acumulada}$ .

Los ahorros anuales de emisiones para cada una de las aplicaciones son:

✓ **ACS:**

$$\Delta q_{caldera}^{ACS} = \Delta E_{acumulada}^{ACS} = 13.238,151 - 5.482,147 = 7.756,0 \frac{kW \cdot h}{año}$$

**Ecuación 11.5**

$$\Delta m_{CO_2}^{ACS} = \chi_{CH_4} \cdot \frac{\Delta q_{caldera}^{ACS}}{PCI \cdot \eta_{caldera}} = 2,75 \frac{kg CO_2}{kg CH_4} \cdot \frac{7.756,0 \frac{kW \cdot h}{año} \cdot \frac{3.600 kJ}{kW \cdot h}}{48.270 \frac{kJ}{kg CH_4} \cdot 0,97} = 1.639,90 \frac{kg CO_2}{año}$$

**Ecuación 11.6**

✓ **Calefacción:**

$$\Delta q_{caldera}^{CAL} = \Delta E_{acumulada}^{CAL} = 18.885,095 - 14.606,112 = 4.278,983 \frac{kW \cdot h}{año}$$

**Ecuación 11.7**

$$\Delta m_{CO_2}^{CAL} = \chi_{CH_4} \cdot \frac{\Delta q_{caldera}^{CAL}}{PCI \cdot \eta_{caldera}} = 2,75 \frac{kg CO_2}{kg CH_4} \cdot \frac{4.278,983 \frac{kW \cdot h}{año} \cdot \frac{3.600 kJ}{kW \cdot h}}{48.270 \frac{kJ}{kg CH_4} \cdot 0,97} = 904,75 \frac{kg CO_2}{año}$$

**Ecuación 11.8**

✓ **Total:**

$$\Delta m_{CO_2}^T = \Delta m_{CO_2}^{ACS} + \Delta m_{CO_2}^{CAL} = 2.544,65 \frac{kg CO_2}{año}$$

**Ecuación 11.9**

Viendo estos valores, el ahorro total en las emisiones de  $CO_2$  es de un 35 %, es decir, la tecnología solar está permitiendo producir un 35% menos de emisiones de  $CO_2$ . Las emisiones de otros gases involucrados en la combustión se reducirán también en la misma proporción

# [ PFC: DISEÑO DE UNA INSTALACIÓN SOLAR TÉRMICA CON APLICACIONES DE ACS, CALEFACCIÓN Y CLIMATIZACIÓN PARA UN EDIFICIO SITUADO EN SEGOVIA. ]

12	ESTUDIO ECONÓMICO DE LA INSTALACIÓN	254
12.1	Costes de explotación de una instalación energética	254
12.2	Presupuesto de la instalación	256
12.3	Amortización	257

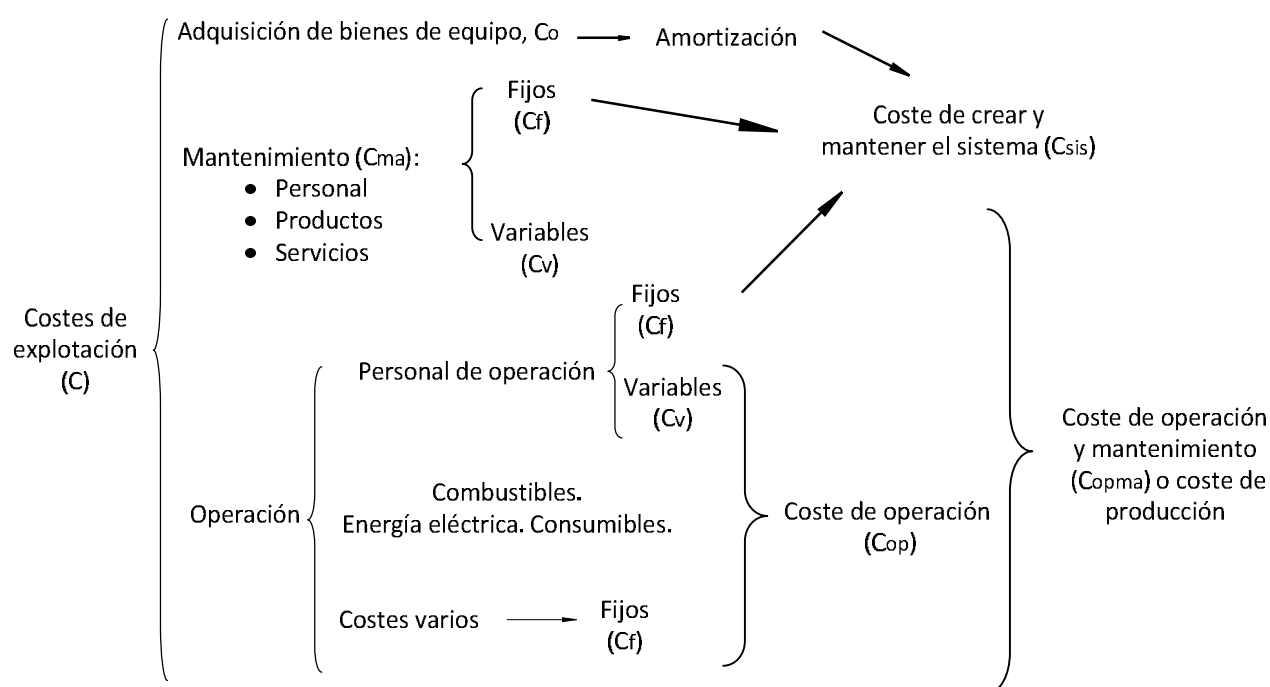
## 12 ESTUDIO ECONÓMICO DE LA INSTALACIÓN

Realizar un estudio económico es fundamental a la hora de tomar la decisión de implantar o no un determinado proyecto. El aspecto económico de una instalación puede verse como dos puntos separados: por una parte, el ahorro económico que supondrá la tecnología solar en cuanto al consumo de energía y por otra, el coste inicial de puesta en marcha de todos los componentes que componen la instalación.

El ahorro económico debido al descenso del consumo de energía auxiliar, se ha analizado anteriormente, por lo que en este apartado nos centraremos en el desembolso que supondrá adquirir los equipos e infraestructuras del proyecto.

### 12.1 Costes de explotación de una instalación energética

La **Figura 12.1** nos ayudará a entender mejor cada uno de los diferentes costes involucrados.



**Figura 12.1: Estructura de los costes de explotación. Nótese que los costes de operación y mantenimiento incluyen la parte fija del mantenimiento. FUENTE: Referencia [27]**

Denominamos costes fijos, a los costes que no cambian con la cantidad producida. Por el contrario, los costes variables<sup>28</sup> dependen de la cantidad producida.

La suma de los costes variables y fijos de le denomina coste total de explotación (C).

Al comenzar la actividad se ha de realizar una inversión inicial de capital en la adquisición de bienes de equipo. Si el capital es externo se deberán pagar unos intereses a la entidad financiera, si por el contrario,

<sup>28</sup> A falta de otra información más completa, se suele asumir que los costes variables varían linealmente con la cantidad de producto.

proviene de capital interno se ha de asumir el coste asociado a la oportunidad perdida, pues este capital rentaría si se colocara en un banco. Con objeto de simplificar el análisis, se considerará que la adquisición supone un coste único al inicio del proyecto.

El periodo de amortización es el tiempo en el que se reponen las cantidades necesarias para acumular una cantidad igual a la de adquisición del equipo.

Además del coste inicial, habrá costes repartidos a lo largo de la vida del proyecto, que agregados periódicamente se denominarán coste de operación y mantenimiento.

Entre los costes varios, nos encontramos por ejemplo, con los costes de transporte, costes de tratamiento de residuos, costes de gestión y administración (seguros, alquileres,..), impuestos, etc. En nuestro proyecto no tenemos ninguno de estos.

Como parámetros empleados en la toma de decisiones tenemos:

- ✓ Coste anual equivalente
- ✓ Valor Actual Neto (VAN)

$$\text{VAN} = \underbrace{-(C_o - VA_n(VR_n))}_{\text{Coste neto de adquisición}} + \underbrace{\sum_{m=1}^n VA_m(FC'_m)}_{\text{Valor actual de todos los flujos de caja, sin amortización}}$$

**Ecuación 12.1**

Donde:

- ▶  $FC'_m[\text{€}] = IN_m - C_m$ : flujo de caja en el año “m” sin incluir la amortización (ingresos menos costes).
- ▶  $IN_m[\text{€}]$ : ingresos. En nuestro caso, se toman como ingresos el ahorro de combustible: 577 €
- ▶  $C_m = C_{fm} + C_{vm}[\text{€}]$ : costes anuales de mantenimiento (fijos más variables). Se tomará que suponen un 0,5 % de  $C_o$
- ▶  $C_o[\text{€}]$ : desembolso inicial.
- ▶  $VR_n = C_o(1 - D)^n$ : valor residual del equipo (valor que tienen los bienes de equipo en el mercado al cabo de un determinado periodo de tiempo. Disminuye en una fracción D de su valor inicial al cabo de “n” años.
- ▶  $VA_m(x) = x \frac{1}{(1+i)^m}$ : valor actual de un coste x realizado m años más tarde.
- ▶ i: tasa de descuento. (Euribor – mayo 2010 +0,5%),  $i = (1,242 + 0,5)\% = 1,742\%$
- ▶ I: Tasa de inflación (1,5 % - Diciembre 2010. [Referencia \[H\]](#)).
- ▶ c: incremento del coste del combustible (9,6 % - cuarto trimestre de 2009.)

Puesto que los costes de mantenimiento se rigen por la tasa de inflación y los de ingresos (ahorro de combustible) lo hacen por la tasa de incremento de precios de combustible, se puede definir una nueva expresión del valor actual neto:

$$\begin{aligned}
 VAN &= -(C_o - VA_n \langle VR_n \rangle) + \sum_{m=1}^n VA_m \langle IN_m \rangle - \sum_{m=1}^n VA_m \langle C_m \rangle \\
 &= -C_o + IN_m \cdot \sum_{m=1}^n \frac{(1+c)^m}{(1+i)^m} - C_m \cdot \sum_{m=1}^n \frac{(1+I)^m}{(1+i)^m}
 \end{aligned}$$

Ecuación 12.2

- ✓ Índice de Rentabilidad (IR)

$$IR = \frac{VAN}{C_o}$$

Ecuación 12.3

- ✓ Periodo de retorno (mr): es el periodo de recuperación del capital. Se define como la duración del tiempo hasta que:  $VAN = 0 \rightarrow C_o = \sum_{m=1}^{mr} VA_m \langle FC'_m \rangle \rightarrow mr$
- ✓ Tasa de retorno simple: es el cociente entre el flujo de caja (FC) supuestos constantes cada año, y la inversión inicial:

$$TR[\%] = \frac{FC}{C_o}$$

Ecuación 12.4

- ✓ Tasa (anual) interna de retorno (TIR): aquella tasa de interés que es capaz de generar la inversión. Para que un proyecto sea atractivo, su TIR ha de ser superior a la tasa de interés de referencia. El TIR no ignora el factor de descuento.

$$VAN = 0 \rightarrow C_o = \sum_{m=1}^{mr} VA_m \langle FC'_m \rangle \rightarrow i = TIR$$

## 12.2 Presupuesto de la instalación

El presupuesto de la instalación nos dará el valor de un desembolso inicial estimado. No se ha realizado de un modo demasiado pormenorizado.

Para mejorar un poco más la estimación se ha aplicado un margen al coste total de los componentes considerados, de manera que nos sirva para tener en cuenta: tuberías, construcción del falso techo, valvulería, sistemas de regulación y control, estructuras de soporte para colectores, etc.

Las tarifas supuestas para cada uno de los elementos se encuentran resumidas en la [Tabla 12.1](#).

PRESUPUESTO INICIAL DEL DESEMBOLSO INICIAL PARA LA INSTALACIÓN							
Elemento	Fabricante	Modelo	Tamaño	N <sub>unidades</sub>	Precio unitario [ $\frac{\text{€}}{\text{unidad}}$ ]	Precio total [€]	
INSTALACIÓN	Colector	Isofotón	Isotherm Plus	-	10	860	8.600
	Anticongelante			50 l	1	85	85
	Tanque solar	Suner	Polywarm (Modelo DAB)	2.000 l	1	2.601	2.601
	Tanque ACS	Suner	Polywarm (Modelo DAB)	500 l	1	1.109	1.109
	Intercambiador 1		AlfaNova HP 27	29 placas	1	1.300	1.300
	Intercambiador 2		AlfaNova HP 28	49 placas	1	1.830	1.830
	Caldera	Junkers	ZWBE 32-2A (gama Cerapur Excellence)	-	1	1.879	1.879
	Bombas				4	91,55	366,2
CALEFACCIÓN	Paneles radiantes techo/pared	RDZ	B!Klimax	pequeño	30	22	660
				mediano	31	40	1.240
				grande	18	68	1.224
	Colector maxi	RDZ	B!Klimax		1	468	468
	Distribuidores	RDZ	B!Klimax	4 vías	2	46	92
				8 vías	15	62	930
	TOTAL						
Margen 15%							33.57,63
TOTAL: Desembolso inicial (C <sub>0</sub> )							25.741,83

Tabla 12.1: Presupuesto estimado inicial de la instalación ACS y Calefacción.

### 12.3 Amortización

Empleando las ecuaciones indicadas en el apartado 12.1 y utilizando el resultado del presupuesto total para la instalación, calcularemos el valor actual neto para cada año.

Según los valores de la Tabla 12.2, el periodo de recuperación (*Payback*) será de unos 19 años. Esto significa que la instalación se amortizará en un periodo bastante largo. A partir de entonces y hasta que termine el ciclo de vida de la instalación, ésta sólo reportará beneficios.

El ciclo de vida de este tipo de instalaciones suele estar entre los 20 y 25 años, en función de las calidades de los componentes, condiciones climáticas y cuidado recibido.

Seguramente estos resultados puedan mejorarse buscando componentes más económicos y soluciones alternativas. Por ejemplo en calefacción, la instalación de paneles radiantes de techo y pared, suponen una opción mucho más cara que la instalación de suelo radiante.

También se podría tratar de reducir las pérdidas de calor por puertas, ventanas y otros elementos empleando elementos de arquitectura pasiva.

Año m	VAN
1	-25119,44
2	-24449,88
3	-23728,60
4	-22951,61
5	-22114,61
6	-21212,97
7	-20241,68
8	-19195,38
9	-18068,27
10	-16854,11
11	-15546,17
12	-14137,21
13	-12619,44
14	-10984,43
15	-9223,15
16	-7325,84
17	-5281,99
18	-3080,28
19	-708,52
20	1846,42
21	4598,69
22	7563,53
23	10757,36
24	14197,87

Tabla 12.2: VAN para el año m para la instalación de ACS y Calefacción.



Gráfico 12.1: Tiempo estimado de amortización.

# **[ PFC: DISEÑO DE UNA INSTALACIÓN SOLAR TÉRMICA CON APLICACIONES DE ACS, CALEFACCIÓN Y CLIMATIZACIÓN PARA UN EDIFICIO SITUADO EN SEGOVIA. ]**

13	CONCLUSIONES	260
----	--------------	-----



## 13 CONCLUSIONES

No cabe ninguna duda de las grandes ventajas que conlleva la tecnología solar para este tipo de aplicaciones. A largo de todo el documento se ha comprobado que se puede conseguir un gran ahorro energético y en emisiones de CO<sub>2</sub>.

Se encuentra en la mano de todos tratar de parar el avance del cambio climático y corregir la imparable huella humana que dejamos a nuestro paso.

Pero... *¿se han cumplido todos nuestros objetivos?*

- **El punto 3 del apartado de objetivos (apartado 2.2)** establecía las siguientes exigencias el CTE:

- ✧ La contribución solar de la instalación para la totalidad de la demanda de ACS deberá ser superior a la **contribución solar mínima** exigida por el CTE (que depende de las condiciones climáticas de su ubicación).

Tal y como se puede ver en el ANEXO 14.2.3 el valor medio de la fracción solar conseguida para ACS se indica en la **Ecuación 13.1**:

$$f_{\text{medio}} := \frac{\sum_{j=1}^{12} Q_{\text{útil,ACS},t_j}}{\sum_{j=1}^{12} Q_{\text{ACS},t_j}} = 0,517$$

**Ecuación 13.1**

Puesto que el CTE fijaba que la fracción solar mínima para ACS debía ser de 0,5 o de un 50% de la demanda si lo expresamos en porcentaje, vemos que la instalación cumple con la normativa.

$$f_{\text{ACS}}^{\text{medio}} = 0,517 > f_{\text{ACS,medio}}^{\text{mínima}} = 0,5$$

**Ecuación 13.2**

- ✧ Además, la instalación será capaz de **abastecer a una parte de la demanda de calefacción**. El CTE en este caso, no establece ningún valor mínimo.
- ✧ La fracción solar conseguida de ACS no excederá de la unidad en más de tres meses consecutivos.
- ✧ Tampoco sobrepasará el valor de 1,1 ( $f_{\text{ACS}} \geq 1,1$ ) en ningún momento.

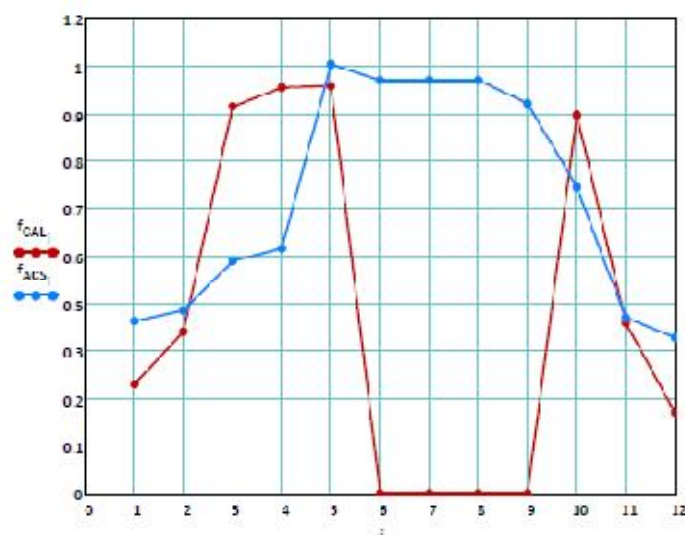


Figura 13.1: Fracción solar conseguida para cada mes tanto para ACS como para calefacción.

En la **Figura 13.1** se puede ver que se cumplen los requisitos exigidos en el CTE. La demanda de ACS se satisface casi completamente en los meses centrales del año reflejándose en valores comprendidos de  $f_{ACS}$  entre 0,9 y 1 durante los meses de mayo, junio, julio, agosto y septiembre. No se supera el valor de la unidad para tres meses consecutivos.

En ningún caso se supera un  $f_{ACS}$  mayor de 1,1.

En cuanto a la fracción solar conseguida en calefacción es bastante alta para los meses próximos al verano. No obstante, se recuerda que la demanda de calefacción considerada es únicamente para dos habitaciones. En caso de incluir la demanda de más dependencias reduciríamos el valor de  $f_{CAL}$  considerablemente.

No nos aporta por tanto, una idea sobre la satisfacción de la demanda total de calefacción del edificio con la tecnología solar instalada en la cubierta.

✂ Puesto que el diseño de los cerramientos también será efectuado, se comprobará que los coeficientes globales de transferencia de calor cumplen la normativa.

Como se explicó en el **apartado 7.1.5.1** también se cumple las condiciones en los cerramientos.

Como Segovia se encuentra en la zona climática D2, los valores límite de la transmitancia térmica máxima de los cerramientos de la envolvente pueden verse en la 4ª columna de la **Tabla 13.2**.

Cerramientos y particiones interiores	ZONAS A	ZONAS B	ZONAS C	ZONAS D	ZONAS E
Muros de fachada, <i>particiones interiores</i> en contacto con <i>espacios no habitables</i> , primer metro del perímetro de suelos apoyados sobre el terreno <sup>(1)</sup> y primer metro de muros en contacto con el terreno	1,22	1,07	0,95	0,86	0,74
Suelos	0,69	0,68	0,65	0,64	0,62
Cubiertas	0,65	0,59	0,53	0,49	0,46
Vidrios y marcos <sup>(2)</sup>	5,70	5,70	4,40	3,50	3,10
Medianerías	1,22	1,07	1,00	1,00	1,00

Tabla 13.1: Transmitancia térmica máxima de cerramientos y particiones interiores de la envolvente térmica U en W/m<sup>2</sup>·K.  
FUENTE: CTE.

Comparando los valores obtenidos para la edificación, podemos ver que se encuentra dentro de la normativa.

COMPARACIÓN CON LOS VALORES DE LA NORMATIVA			
	$U_{lim} [W/m^2 \cdot ^\circ C]$	$U_{proyecto} [W/m^2 \cdot ^\circ C]$	¿Cumple normativa?
Muros	0,86	0,289	Sí
Cubierta	0,49	0,213	Sí
Ventanas	3,50	3,3	Sí

Tabla 13.2: Comparativa de los valores de transmitancia con los valores de la normativa.

- **El punto 4 de los objetivos decía “Cuantificar el ahorro energético de energía primaria y el ahorro de emisiones contaminantes que aporta la tecnología solar a la vivienda”.**

- ✕ El ahorro energético conseguido es de un 35%. Se consume un 35% menos de gas natural que suponen 12.034 kwh casa año. Por supuesto, este ahorro de energía repercute en un gasto inferior de combustible que reduce la factura en 577 € anuales.
- ✕ El ahorro de emisiones es una consecuencia del ahorro en el consumo de gas natural. Los ahorros para cada una de las aplicaciones (ACS y Calefacción) es también del 35 %, que en kg emitidos de CO<sub>2</sub> al año es de:

$$\Delta m_{CO_2}^{ACS} = 1.639,90 \frac{kg CO_2}{año}$$

$$\Delta m_{CO_2}^{ACS} = 1.639,90 \frac{kg CO_2}{año}$$

$$\Delta m_{CO_2}^T = \Delta m_{CO_2}^{ACS} + \Delta m_{CO_2}^{CAL} = 2.544,65 \frac{kg CO_2}{año}$$

- Por último, **el punto 5 de los objetivos nos pedía comprobar la viabilidad económica de la instalación.**

Mientras que la instalación tendrá una vida útil de entre los 20 y los 25 años, la instalación se amortiza a los 19 años. Es un periodo bastante largo, por lo que, en futuros estudios se podrían estudiar otras alternativas más económicas, como por ejemplo la sustitución de los paneles de techo y pared por suelo radiante o la instalación de medidas pasivas en el edificio que disminuyeran la demanda de calor de la instalación.

## Otras consideraciones

El hecho de haber realizado una estimación de las pérdidas producidas en los colectores planos por el efecto del viento, nos aporta unos valores más realistas de los ahorros energéticos que tendríamos con la instalación.

Los rendimientos definidos por la curva de normalización dada por el fabricante son más altos y menos exactos que los indicados en la nueva curva obtenida por medio de las simulaciones.

Si los mismos colectores planos se emplearan en otra instalación ubicada en un lugar con menores ráfagas de viento los rendimientos estimados e ideales (dados por el fabricante) estarían más próximos. Por tanto, podemos tomar los rendimientos de la curva de normalización como valores máximos del rendimiento que se podrían alcanzar en cualquier instalación.

### Curva del rendimiento del colector: ideal & real

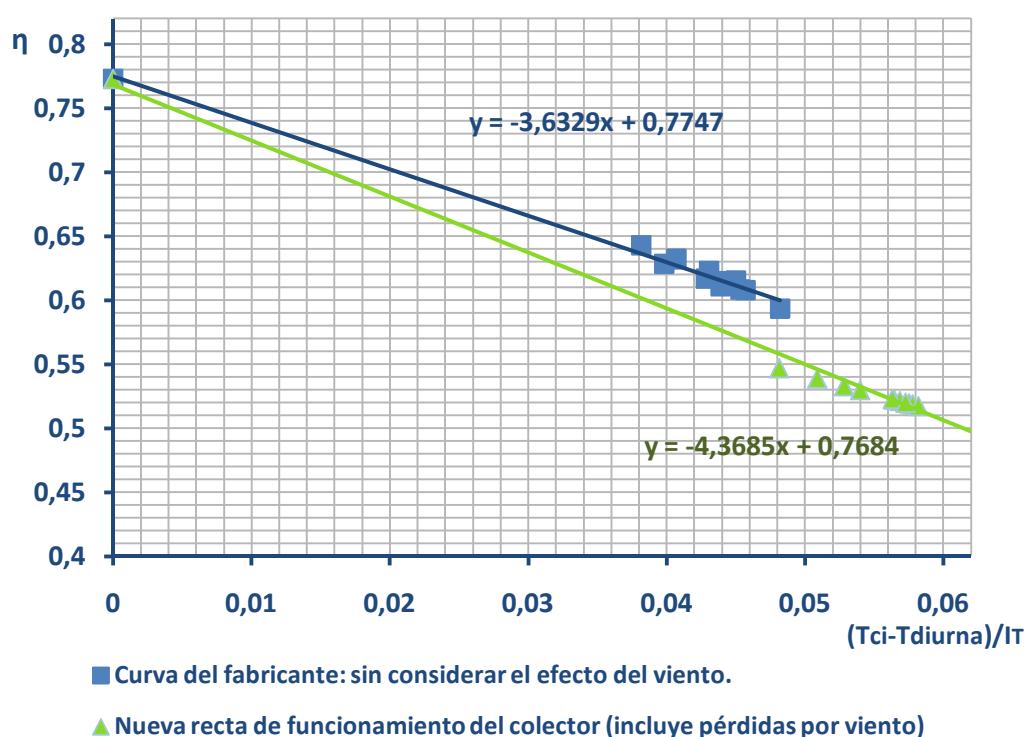


Gráfico 13.1: Recta de normalización (línea azul) frente a la recta real del fabricante (puntos verdes).

Como medidas futuras que se podrían realizar en cuanto a la reducción de la demanda en este tipo de instalaciones se podría realizar un estudio más pormenorizado de la evolución de las cargas térmicas hora a hora para determinar cuáles serían las mejores soluciones de arquitectura bioclimática y métodos pasivos para aplicar en esta edificación.

Se conseguiría reducir la demanda, aumentar las ganancias de calor en el interior debidas a la radiación solar durante el invierno, reducirlas en verano y, por tanto, se conseguiría mejorar la relación entre la energía conseguida y demandada.

# [ PFC: DISEÑO DE UNA INSTALACIÓN SOLAR TÉRMICA CON APLICACIONES DE ACS, CALEFACCIÓN Y CLIMATIZACIÓN PARA UN EDIFICIO SITUADO EN SEGOVIA. ]

14	ANEXOS	265
14.1	Diagrama psicométrico	265
14.2	Programas de la simulación (Mathcad)	266
14.2.1	Cálculo de la nueva curva del colector considerando las pérdidas del viento	266
14.2.2	Simulación instalación ACS: cálculo del número de colectores para satisfacer la demanda de ACS (sin considerar las pérdidas del viento)	280
14.2.3	Simulación de la instalación de ACS + Calefacción. Cálculo de la fracción solar conseguida para ACS y Calefacción fijado el área de colectores y considerando las pérdidas del viento	287
14.2.4	Cálculo de los intercambiadores de calor de placas	300
14.2.4.1	Intercambiador 1	300
14.2.4.2	Intercambiador 2	306
14.3	Planos del edificio	312
14.3.1	Usos de las viviendas	312
14.3.2	Usos planta baja	312
14.3.3	Usos y superficies de la primera planta	313
14.3.4	Usos y superficies de la segunda planta	314
14.3.5	Usos y superficies de la tercera planta	315
14.4	Manuales de componentes	316
14.4.1	Captadores solares	316
14.4.2	Tanques de almacenamiento	320
14.4.3	Intercambiadores de calor	321
14.4.4	Caldera de condensación	323
14.4.5	Bombas de impulsión	327

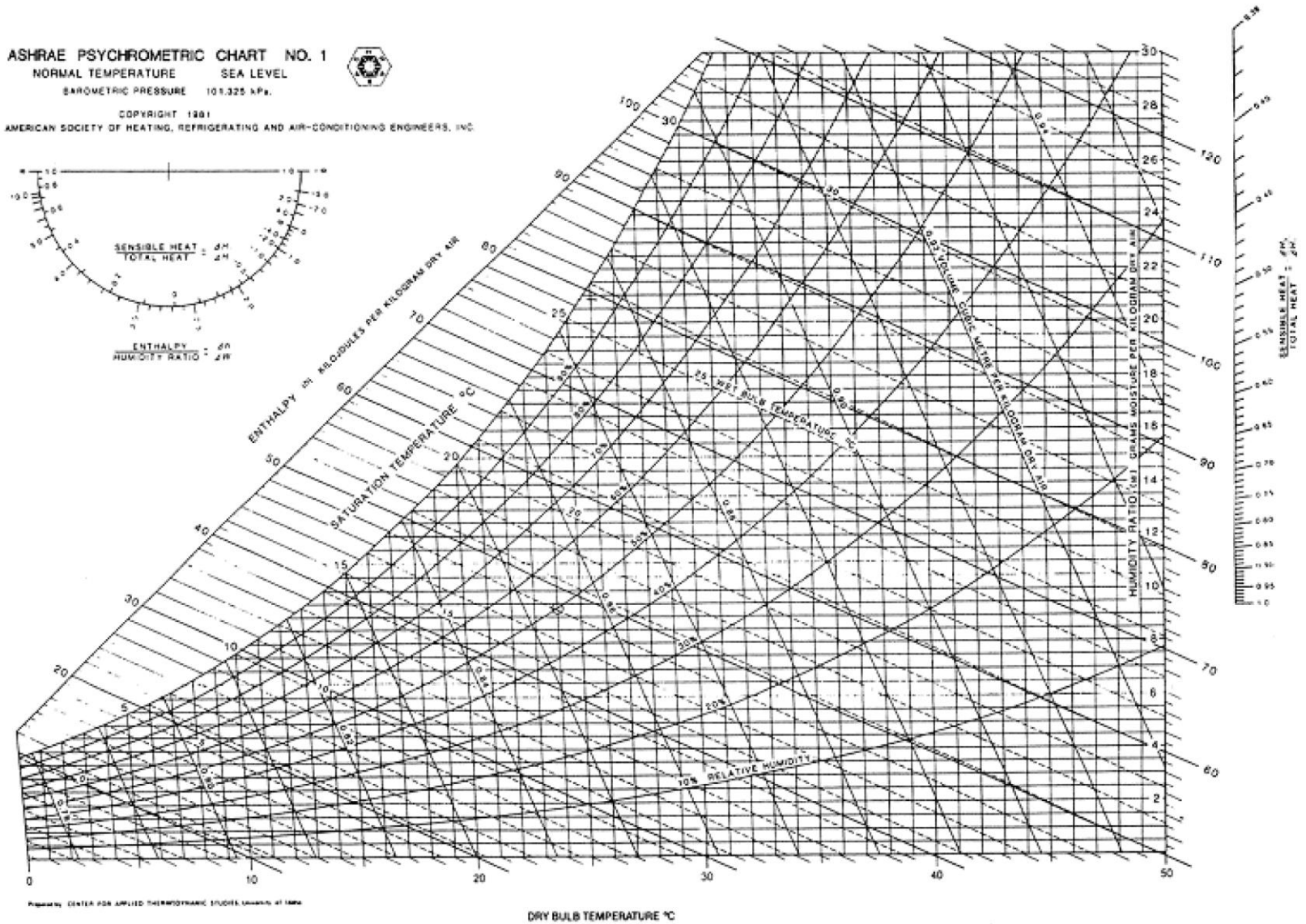
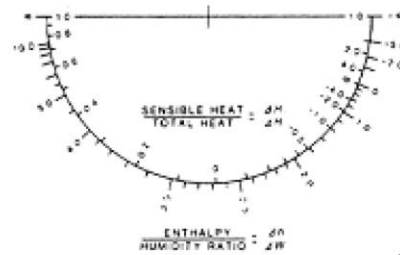
## 14 ANEXOS

### 14.1 Diagrama psicométrico

ASHRAE PSYCHROMETRIC CHART NO. 1  
NORMAL TEMPERATURE SEA LEVEL  
BAROMETRIC PRESSURE 101.325 kPa.



COPYRIGHT 1981  
AMERICAN SOCIETY OF HEATING, REFRIGERATING AND AIR-CONDITIONING ENGINEERS, INC.

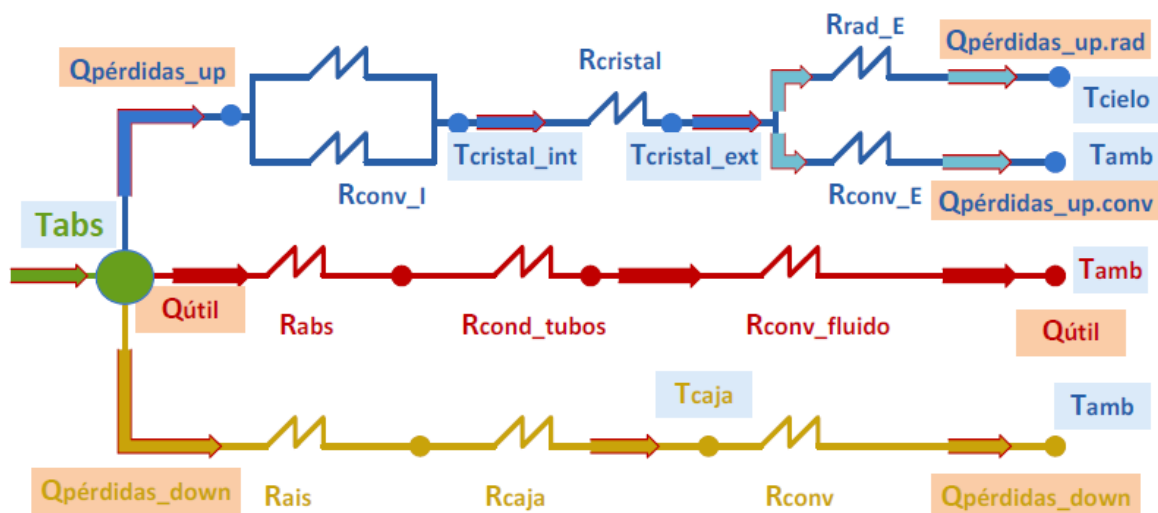


## 14.2 Programas de la simulación (Mathcad)

### 14.2.1 Cálculo de la nueva curva del colector considerando las pérdidas del viento

#### CÁLCULO DE LAS PÉRDIDAS DE UN COLECTOR CONSIDERANDO EL EFECTO DEL VIENTO.

##### MODELO DE RESISTENCIAS TÉRMICAS.



$$Q_{IT-A} = Q_{pérdidas\_up} + Q_{útil} + Q_{pérdidas\_down}$$

$$T_{diurna\_K} := \dots \backslash T_{media \text{ diurna [K]}.txt$$

	1	
1	278.1	1
2	279.6	1
3	283.1	1
4	284.6	1
5	288.6	1
6	294.8	1
7	297	1
8	296.8	1
9	292.6	1
10	287.7	1
11	281.5	1
12	278.6	1

$$T_{diurna} := T_{diurna\_K} \cdot K =$$

$$v_{unitario} :=$$



$$T_{\text{cielo}} := \frac{0.037536}{K^{0.5}} \cdot T_{\text{diurna}}^{1.5} + 0.32 \cdot T_{\text{diurna}} =$$

	1
1	263.072
2	264.963
3	269.388
4	271.291
5	276.384
6	284.33
7	287.164
8	286.906
9	281.503
10	275.235
11	267.362
12	263.702

Pongo la constante dividida entre  $K^{0.5}$  para que me correspondan las unidades y el resultado sea en K.

#### Otros datos y valores iniciales:

$$T_{\text{cristal\_ext}} := 1.042 \cdot T_{\text{diurna}} - 2.34 \cdot K =$$

	1
1	287.44
2	289.003
3	292.65
4	294.213
5	298.381
6	304.842
7	307.134
8	306.926
9	302.549
10	297.443
11	290.983
12	287.961

(Datos)

$$m_{\text{colector}} := \frac{110 \text{ kg}}{3600 \text{ s}}$$

$$n_{\text{colectores}} := 3$$

$$Cp_1 := 0.92 \cdot \frac{\text{kcal}}{\text{kg} \cdot K} = 3.852 \times 10^3 \frac{\text{m}^2}{K \cdot s^2}$$

$$\eta_{\text{optico}} := 0.773$$

$$I_{T,\text{adim}} := \text{..\Radiación diaria mes a mes [Wentre m2].txt}$$

$$I_T := I_{T,\text{adim}} \cdot \frac{W}{m^2} =$$

	1
1	386.875
2	425.222
3	618.444
4	576.211
5	651.263
6	703.684
7	737.053
8	717.053
9	665.556
10	519
11	409.75
12	319.867



	1
1	287.5
2	289.063
3	292.71
4	294.273
5	298.441
6	304.902
7	307.194
8	306.986
9	302.609
10	297.503
11	291.043
12	288.021

$$T_{\text{cristal\_int}} := T_{\text{cristal\_ext}} + 0.06 \cdot K =$$

	1
1	299.5
2	301.063
3	304.71
4	306.273
5	310.441
6	316.902
7	319.194
8	318.986
9	314.609
10	309.503
11	303.043
12	300.021

$$T_{\text{abs}} := T_{\text{cristal\_int}} + 12K =$$

$$T_{\text{ci.mes}} := \begin{pmatrix} 293.848 \\ 298.733 \\ 311.142 \\ 310.936 \\ 317.372 \\ 322.817 \\ 329.371 \\ 331.364 \\ 321.11 \\ 310.736 \\ 299.141 \\ 290.809 \end{pmatrix} \cdot K \quad T_{\text{co.mes}} := \begin{pmatrix} 298.429 \\ 303.634 \\ 318.19 \\ 317.5 \\ 324.84 \\ 331.101 \\ 337.805 \\ 339.337 \\ 328.805 \\ 316.715 \\ 303.922 \\ 294.661 \end{pmatrix} \cdot K$$

Valores obtenidos del cálculo con valores medios mensuales y con 3 colectores y empleando las pérdidas del colector según el fabricante.

$$T_{\text{fluido}} := \frac{T_{\text{co.mes}} + T_{\text{ci.mes}}}{2}$$

$$m_1 := (m_{\text{colector}} \cdot n_{\text{colectores}}) v_{\text{unitario}}$$

caudal que circula por el circuito primario mes a mes.

$$Q_{\text{util}} := \overrightarrow{[m_{\text{colector}} \cdot C_{p1} \cdot (T_{\text{co.mes}} - T_{\text{ci.mes}})]} =$$

	1
1	539.164
2	576.826
3	829.519
4	772.554
5	878.951
6	974.99
7	992.645
8	938.387
9	905.668
10	703.702
11	562.703
12	453.363

W

$$Q_{\text{perdidas\_up}} := v_{\text{unitario}} \cdot 234 \text{ W} \quad Q_{\text{perdidas\_down}} := v_{\text{unitario}} \cdot 200 \cdot \text{W} \quad \text{Valores iniciales}$$

Resistencia de convección externa parte superior del colector:  
convección forzada en la parte exterior del cristal.

$$R_{\text{conv\_E.adim}} := \dots \backslash R_{\text{t conv ext parte superior.txt}}$$

Resistencia térmica de la parte superior del colector.

$$R_{\text{conv\_E}} := R_{\text{conv\_E.adim}} \cdot \frac{\text{K}}{\text{W}} =$$

	1
1	$175.63 \cdot 10^{-3}$
2	$175.283 \cdot 10^{-3}$
3	$168.296 \cdot 10^{-3}$
4	$176.332 \cdot 10^{-3}$
5	$176.687 \cdot 10^{-3}$
6	$175.283 \cdot 10^{-3}$
7	$174.939 \cdot 10^{-3}$
8	$173.26 \cdot 10^{-3}$
9	$180.408 \cdot 10^{-3}$
10	$168.59 \cdot 10^{-3}$
11	$183.628 \cdot 10^{-3}$
12	$181.588 \cdot 10^{-3}$

$\frac{\text{K} \cdot \text{s}^3}{\text{m}^2 \cdot \text{kg}}$

Resistencia de convección externa de la parte inferior del colector:  
convección forzada en la parte exterior inferior de la caja.

$$R_{\text{conv.adim}} := \dots \backslash \text{Rt conv ext parte inferior.txt}$$

$$R_{\text{conv}} := R_{\text{conv.adim}} \cdot \frac{\text{K}}{\text{W}} = \frac{\text{K} \cdot \text{s}^3}{\text{m}^2 \cdot \text{kg}}$$

	1
1	$8.178 \cdot 10^{-3}$
2	$8.142 \cdot 10^{-3}$
3	$7.451 \cdot 10^{-3}$
4	$8.249 \cdot 10^{-3}$
5	$8.285 \cdot 10^{-3}$
6	$8.142 \cdot 10^{-3}$
7	$8.108 \cdot 10^{-3}$
8	$7.939 \cdot 10^{-3}$
9	$8.671 \cdot 10^{-3}$
10	$7.479 \cdot 10^{-3}$
11	$9.012 \cdot 10^{-3}$
12	$8.795 \cdot 10^{-3}$

Resistencia de convección interna: convección libre entre la placa  
absorbedora y cristal.

$$g = 9.807 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \quad e_{\text{camara\_aire}} := 40.1 \cdot \text{mm} = 40.1 \times 10^{-3} \text{ m}$$

$$w := 1.075 \cdot \text{m} \quad h := 2.205 \cdot \text{m}$$

$$A_{\text{camara\_aire}} := w \cdot h = 2.37 \text{ m}^2$$

$$\beta := \frac{1}{T_f} = \frac{1}{\text{K}}$$

	1
1	$3.407 \cdot 10^{-3}$
2	$3.389 \cdot 10^{-3}$
3	$3.348 \cdot 10^{-3}$
4	$3.33 \cdot 10^{-3}$
5	$3.285 \cdot 10^{-3}$
6	$3.216 \cdot 10^{-3}$
7	$3.193 \cdot 10^{-3}$
8	$3.195 \cdot 10^{-3}$
9	$3.24 \cdot 10^{-3}$
10	$3.295 \cdot 10^{-3}$
11	$3.367 \cdot 10^{-3}$
12	$3.401 \cdot 10^{-3}$

$$T_f := \frac{T_{\text{abs}} + T_{\text{cristal\_int}}}{2} = \text{K}$$

La  $T_{\text{fluido}}$  hay que expresarla en K.

	1
1	293.5
2	295.063
3	298.71
4	300.273
5	304.441
6	310.902
7	313.194
8	312.986
9	308.609
10	303.503
11	297.043
12	294.021

Estos valores corresponden a las propiedades del aire a una  $T = 300 \text{ K}$

$$\alpha := 2.25 \cdot 10^{-5} \cdot \frac{\text{m}^2}{\text{s}} \quad \nu := 1.59 \cdot 10^{-5} \cdot \frac{\text{m}^2}{\text{s}} \quad k := 0.0263 \cdot \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}}$$

$$Ra_l := \frac{g \cdot [\beta \cdot (T_{abs} - T_{cristal\_int})] \cdot e_{camara\_aire}^3}{\alpha \cdot \nu} =$$

	1
1	72.268·10 <sup>3</sup>
2	71.885·10 <sup>3</sup>
3	71.008·10 <sup>3</sup>
4	70.638·10 <sup>3</sup>
5	69.671·10 <sup>3</sup>
6	68.223·10 <sup>3</sup>
7	67.724·10 <sup>3</sup>
8	67.769·10 <sup>3</sup>
9	68.73·10 <sup>3</sup>
10	69.886·10 <sup>3</sup>
11	71.406·10 <sup>3</sup>
12	72.14·10 <sup>3</sup>

$$Nu_l := 4.328 \cdot 10^{-10} \cdot Ra_l^2 - 1.478 \cdot 10^{-6} \cdot Ra_l + 1.001 \quad (\text{también es un vector})$$

$$h_l := \frac{k \cdot Nu_l}{e_{camara\_aire}}$$

$$R_{conv\_l} := \frac{1}{h_l \cdot A_{camara\_aire}} = \frac{K \cdot s^3}{m^2 \cdot kg}$$

	1
1	203.907·10 <sup>-3</sup>
2	205.425·10 <sup>-3</sup>
3	208.961·10 <sup>-3</sup>
4	210.473·10 <sup>-3</sup>
5	214.494·10 <sup>-3</sup>
6	220.695·10 <sup>-3</sup>
7	222.886·10 <sup>-3</sup>
8	222.687·10 <sup>-3</sup>
9	218.5·10 <sup>-3</sup>
10	213.591·10 <sup>-3</sup>
11	207.346·10 <sup>-3</sup>
12	204.413·10 <sup>-3</sup>

### Resistencia de convección del interior de los tubos: convección interna.

$$N_{tubos} := 10$$

$$D_{int\_tubo} := 8 \cdot 10^{-3} \cdot m$$

$$L_{tubo} := 2.205 \cdot m$$

$$m_{tubo} := \frac{m_{colector}}{N_{tubos}}$$

$$A_{tubo} := \pi \cdot D_{int\_tubo} \cdot L_{tubo} = 55.418 \times 10^{-3} m^2$$

$$\mu_{propilen\_glicol} := 1.6 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{N \cdot s}{m^2}$$

$$k_{propilen\_glicol} := 0.305 \cdot \frac{kcal}{hr \cdot m \cdot K} = 354.715 \times 10^{-3} \frac{m \cdot kg}{K \cdot s^3}$$

NOTA: las unidades de la conductividad son:

$$\frac{W}{m \cdot K}$$

$$\frac{W}{m \cdot K} = 1 \frac{m \cdot kg}{K \cdot s^3}$$

$$Pr_{propilen\_glicol} := 13$$

$$Re_D := \frac{4 \cdot m_{\text{tubo}}}{\pi \cdot D_{\text{int\_tubo}} \cdot \mu_{\text{propilen\_glicol}}} = 303.942$$

$$Nu_D := 0.023 \cdot Re_D^{\frac{4}{5}} \cdot Pr_{\text{propilen\_glicol}}^{0.4} = 6.216$$

$$h_{\text{conv\_fluido}} := \frac{Nu_D \cdot k_{\text{propilen\_glicol}}}{D_{\text{int\_tubo}}} \cdot v_{\text{unitario}} = \frac{\text{kg}}{\text{K} \cdot \text{s}^3}$$

$$R_{\text{conv\_fluido}} := \frac{1}{h_{\text{conv\_fluido}} \cdot A_{\text{tubo}}} = \frac{\text{K} \cdot \text{s}^3}{\text{m}^2 \cdot \text{kg}}$$

	1
1	65.467·10 <sup>-3</sup>
2	65.467·10 <sup>-3</sup>
3	65.467·10 <sup>-3</sup>
4	65.467·10 <sup>-3</sup>
5	65.467·10 <sup>-3</sup>
6	65.467·10 <sup>-3</sup>
7	65.467·10 <sup>-3</sup>
8	65.467·10 <sup>-3</sup>
9	65.467·10 <sup>-3</sup>
10	65.467·10 <sup>-3</sup>
11	65.467·10 <sup>-3</sup>
12	65.467·10 <sup>-3</sup>

	1
1	275.63
2	275.63
3	275.63
4	275.63
5	275.63
6	275.63
7	275.63
8	275.63
9	275.63
10	275.63
11	275.63
12	275.63

### Resistencia de conducción en el tubo

$$R_{\text{cond\_tubo}} := v_{\text{unitario}} \cdot 2.12007 \cdot 10^{-5} \frac{\text{K}}{\text{W}}$$

### Resistencia de conducción de la placa absorbadora.

$$R_{\text{abs}} := v_{\text{unitario}} \cdot 0.012 \cdot \frac{\text{K}}{\text{W}} \quad A_{\text{abs}} := 2.205 \cdot \text{m}^2$$

### Resistencia de conducción del aislante

$$R_{\text{aisl}} := v_{\text{unitario}} \cdot 0.672437402 \cdot \frac{\text{K}}{\text{W}}$$

### Resistencia de conducción de la caja.

$$R_{\text{caja}} := v_{\text{unitario}} \cdot 2.92895 \cdot 10^{-6} \cdot \frac{\text{K}}{\text{W}}$$

### Resistencia de conducción de la cubierta.

$$R_{\text{cristal}} := v_{\text{unitario}} \cdot 0.001676727 \cdot \frac{\text{K}}{\text{W}} \quad A_{\text{cristal}} := 2.272 \cdot \text{m}^2$$

### Resistencia de radiación exterior de la parte superior del colector.

$$\epsilon_{\text{cristal}} := 0.91$$

$$\sigma := 5.670 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}^4} \quad (\text{constante de Stefan-Boltzmann})$$

$$R_{\text{rad\_E}} := \frac{1}{\epsilon_{\text{cristal}} \cdot \sigma \cdot A_{\text{cristal}} \cdot (T_{\text{cristal\_ext}}^2 + T_{\text{cielo}}^2) \cdot (T_{\text{cristal\_ext}} + T_{\text{cielo}})} =$$

	1
1	102.058·10 <sup>-3</sup>
2	100.169·10 <sup>-3</sup>
3	95.93·10 <sup>-3</sup>
4	94.184·10 <sup>-3</sup>
5	89.72·10 <sup>-3</sup>
6	83.319·10 <sup>-3</sup>
7	81.188·10 <sup>-3</sup>
8	81.379·10 <sup>-3</sup>
9	85.522·10 <sup>-3</sup>
10	90.701·10 <sup>-3</sup>
11	97.839·10 <sup>-3</sup>
12	101.423·10 <sup>-3</sup>

$\frac{\text{K} \cdot \text{s}^3}{\text{m}^2 \cdot \text{kg}}$

### Resistencia de radiación interior entre la placa absorbadora y el cristal.

$$\epsilon_{\text{IRcristal}} := 0.1$$

$$\epsilon_{\text{IRplaca}} := 0.05$$

El material de la placa contiene poco porcentaje de hierro.

$$R_{\text{rad\_I}} := \frac{(\epsilon_{\text{IRcristal}} + \epsilon_{\text{IRplaca}} - \epsilon_{\text{IRcristal}} \cdot \epsilon_{\text{IRplaca}})}{\epsilon_{\text{IRcristal}} \cdot \epsilon_{\text{IRplaca}} \cdot \sigma \cdot A_{\text{abs}} \cdot (T_{\text{abs}}^2 + T_{\text{cristal\_int}}^2) \cdot (T_{\text{abs}} + T_{\text{cristal\_int}})} =$$

	1
1	2.293
2	2.256
3	2.175
4	2.141
5	2.054
6	1.929
7	1.887
8	1.891
9	1.972
10	2.073
11	2.212
12	2.28

$\frac{\text{K} \cdot \text{s}^3}{\text{m}^2 \cdot \text{kg}}$

### RESISTENCIA TOTAL RAMA INFERIOR

	1
1	680.618·10 <sup>-3</sup>
2	680.583·10 <sup>-3</sup>
3	679.891·10 <sup>-3</sup>
4	680.689·10 <sup>-3</sup>
5	680.726·10 <sup>-3</sup>
6	680.583·10 <sup>-3</sup>
7	680.548·10 <sup>-3</sup>
8	680.379·10 <sup>-3</sup>
9	681.111·10 <sup>-3</sup>
10	679.92·10 <sup>-3</sup>
11	681.452·10 <sup>-3</sup>
12	681.235·10 <sup>-3</sup>

$$R_{\text{total\_down}} := \frac{(R_{\text{aisl}} + R_{\text{caja}} + R_{\text{conv}})}{10} =$$

$\frac{\text{K} \cdot \text{s}^3}{\text{m}^2 \cdot \text{kg}}$

### RESISTENCIA TOTAL RAMA ÚTIL

$$R_{\text{total\_util}} := R_{\text{abs}} + \frac{(R_{\text{cond\_tubo}} + R_{\text{conv\_fluido}})}{10}$$

Dado

$$T_{\text{fluido}} = \frac{T_{\text{co.mes}} + T_{\text{ci.mes}}}{2} \quad T_f = \frac{T_{\text{abs}} + T_{\text{cristal\_int}}}{2} \quad T_{\text{cristal\_int}} = \frac{1}{R_{\text{cristal}} \cdot Q_{\text{perdidas\_up}} + T_{\text{cristal\_ext}}}$$

$$R_{\text{conv\_I}} = \frac{1}{\frac{k_I \cdot A_{\text{camara\_aire}}}{e_{\text{camara\_aire}}} \cdot \left[ 4.328 \cdot 10^{-10} \cdot \left[ \frac{g \cdot \frac{1}{T_f} \cdot (T_{\text{abs}} - T_{\text{cristal\_int}}) \cdot e_{\text{camara\_int}}^3}{\alpha \cdot \nu} \right]^2 - 1.478 \cdot 10^{-6} \cdot \frac{g \cdot \frac{1}{T_f} \cdot (T_{\text{abs}} - T_{\text{cristal\_int}}) \cdot e_{\text{camara\_int}}^3}{\alpha \cdot \nu} \right] + 1.001}$$

$$R_{\text{rad\_I}} = \frac{(\epsilon_{\text{IRcristal}} + \epsilon_{\text{IRplaca}} - \epsilon_{\text{IRcristal}} \cdot \epsilon_{\text{IRplaca}})}{\epsilon_{\text{IRcristal}} \cdot \epsilon_{\text{IRplaca}} \cdot \sigma \cdot A_{\text{abs}} \cdot (T_{\text{abs}}^2 + T_{\text{cristal\_int}}^2) \cdot (T_{\text{abs}} + T_{\text{cristal\_int}})}$$

$$R_{\text{rad\_E}} = \frac{1}{\epsilon_{\text{cristal}} \cdot \sigma \cdot A_{\text{cristal}} \cdot (T_{\text{cristal\_ext}}^2 + T_{\text{cielo}}^2) \cdot (T_{\text{cristal\_ext}} + T_{\text{cielo}})}$$

$$Q_{\text{perdidas\_down}} = \frac{T_{\text{abs}} - T_{\text{diurna}}}{R_{\text{total\_down}}}$$

$$Q_{\text{perdidas\_up}} = \frac{T_{\text{abs}} - T_{\text{cristal\_ext}}}{\left( \frac{1}{R_{\text{rad\_I}}} + \frac{1}{R_{\text{conv\_I}}} \right)^{-1} + R_{\text{cristal}}}$$

$$Q_{\text{util}} = \left[ m_{\text{colector}} \cdot C_{p1} \cdot (T_{\text{co.mes}} - T_{\text{ci.mes}}) \right]$$

$$Q_{\text{util}} = \frac{T_{\text{abs}} - T_{\text{fluido}}}{R_{\text{abs}} + \frac{(R_{\text{cond\_tubo}} + R_{\text{conv\_fluido}})}{10}}$$

$$Q_{\text{perdidas\_up}} = \frac{\overrightarrow{T_{\text{abs}} - T_{\text{cristal\_int}}}}{\frac{R_{\text{rad\_I}} \cdot R_{\text{conv\_I}}}{R_{\text{rad\_I}} + R_{\text{conv\_I}}}}$$

$$Q_{\text{perdidas\_up}} = \frac{\overrightarrow{T_{\text{cristal\_ext}} - T_{\text{cielo}}}}{R_{\text{rad\_E}}} + \frac{\overrightarrow{T_{\text{cristal\_ext}} - T_{\text{diurna}}}}{R_{\text{conv\_E}}}$$

$$I_T \cdot \eta_{\text{optico}} \cdot A_{\text{abs}} = \overrightarrow{(Q_{\text{util}} + Q_{\text{perdidas\_up}} + Q_{\text{perdidas\_down}})}$$

$$\begin{pmatrix} T_{\text{abs.med}} \\ T_{\text{cristal\_int.med}} \\ T_{\text{cristal\_ext.med}} \\ T_{\text{co.med}} \\ T_{\text{ci.med}} \\ T_{\text{f.med}} \\ T_{\text{fluido.med}} \\ R_{\text{rad\_I.med}} \\ R_{\text{rad\_E.med}} \\ R_{\text{conv\_I.med}} \\ Q_{\text{util.med}} \\ Q_{\text{perdidas\_up.med}} \\ Q_{\text{perdidas\_down.med}} \end{pmatrix} := \text{Find} \left( \frac{T_{\text{abs}}}{K}, \frac{T_{\text{cristal\_int}}}{K}, \frac{T_{\text{cristal\_ext}}}{K}, \frac{T_{\text{co.med}}}{K}, \frac{T_{\text{ci.med}}}{K}, \frac{T_{\text{f}}}{K}, \frac{T_{\text{fluido}}}{K}, \frac{R_{\text{rad\_I}}}{\frac{K}{W}}, \frac{R_{\text{rad\_E}}}{\frac{K}{W}}, \frac{R_{\text{conv\_I}}}{\frac{K}{W}}, \frac{Q_{\text{util}}}{W}, \frac{Q_{\text{perdidas\_up}}}{W}, \frac{Q_{\text{perdidas\_down}}}{W} \right)$$



		1			1			1
$T_{co.med} \cdot K =$	1	286.039	$T_{ci.med} \cdot K =$	1	281.458	$T_{abs.med} \cdot K =$	1	293.749
	2	292.265		2	287.364		2	300.514
	3	306.627		3	299.579		3	318.49
	4	306.382		4	299.818		4	317.43
	5	313.32		5	305.852		5	325.89
	6	317.708		6	309.424		6	331.651
	7	327.21		7	318.776		7	341.406
	8	331.462		8	323.489		8	344.881
	9	317.035		9	309.34		9	329.987
	10	305.53		10	299.551		10	315.594
	11	292.278		11	287.497		11	300.325
	12	282.52		12	278.668		12	289.004

		1			1
$T_{f.med} \cdot K =$	1	284.648	$T_{fluido.med} \cdot K =$	1	283.748
	2	289.48		2	289.814
	3	302.045		3	303.103
	4	301.973		4	303.1
	5	308.771		5	309.586
	6	314.794		6	313.566
	7	321.65		7	322.993
	8	323.681		8	327.475
	9	312.892		9	313.188
	10	302.041		10	302.541
	11	290.085		11	289.888
	12	281.83		12	280.594

		1			1
$T_{cristal\_int.med} \cdot K =$	1	275.547	$T_{cristal\_ext.med} \cdot K =$	1	275.384
	2	278.447		2	278.251
	3	285.599		3	285.31
	4	286.516		4	286.245
	5	291.653		5	291.357
	6	297.937		6	297.652
	7	301.895		7	301.562
	8	302.481		8	302.124
	9	295.796		9	295.505
	10	288.489		10	288.254
	11	279.844		11	279.663
	12	274.657		12	274.529

	1
1	163.077·10 <sup>-3</sup>
2	196.548·10 <sup>-3</sup>
3	289.312·10 <sup>-3</sup>
4	270.533·10 <sup>-3</sup>
5	295.649·10 <sup>-3</sup>
6	285.494·10 <sup>-3</sup>
7	332.639·10 <sup>-3</sup>
8	357.37·10 <sup>-3</sup>
9	291.511·10 <sup>-3</sup>
10	234.558·10 <sup>-3</sup>
11	181.215·10 <sup>-3</sup>
12	128.381·10 <sup>-3</sup>

$$(T_{\text{cristal\_int.med}} - T_{\text{cristal\_ext.med}}) \cdot K =$$

	1
1	109.224·10 <sup>-3</sup>
2	106.372·10 <sup>-3</sup>
3	99.878·10 <sup>-3</sup>
4	98.371·10 <sup>-3</sup>
5	93.163·10 <sup>-3</sup>
6	86.505·10 <sup>-3</sup>
7	83.56·10 <sup>-3</sup>
8	83.425·10 <sup>-3</sup>
9	88.756·10 <sup>-3</sup>
10	95.303·10 <sup>-3</sup>
11	104.173·10 <sup>-3</sup>
12	109.375·10 <sup>-3</sup>

$$R_{\text{rad\_E.solución}} := R_{\text{rad\_E.med}} \cdot \frac{K}{W} = \frac{K \cdot s^3}{m^2 \cdot kg}$$

	1
1	2.512
2	2.387
3	2.098
4	2.1
5	1.964
6	1.854
7	1.736
8	1.703
9	1.887
10	2.1
11	2.373
12	2.589

$$R_{\text{rad\_I.solución}} := R_{\text{rad\_I.med}} \cdot \frac{K}{W} = \frac{K \cdot s^3}{m^2 \cdot kg}$$

	1
1	202.215·10 <sup>-3</sup>
2	204.367·10 <sup>-3</sup>
3	209.668·10 <sup>-3</sup>
4	210.837·10 <sup>-3</sup>
5	215.474·10 <sup>-3</sup>
6	221.681·10 <sup>-3</sup>
7	224.969·10 <sup>-3</sup>
8	225.253·10 <sup>-3</sup>
9	219.535·10 <sup>-3</sup>
10	213.45·10 <sup>-3</sup>
11	205.952·10 <sup>-3</sup>
12	201.998·10 <sup>-3</sup>

$$R_{\text{conv\_I.solución}} := R_{\text{conv\_I.med}} \cdot \frac{K}{W} = \frac{K \cdot s^3}{m^2 \cdot kg}$$

$$R_{total\_up} := \left[ \left( \frac{1}{R_{rad\_E.med} \cdot \frac{K}{W}} + \frac{1}{R_{conv\_E}} \right)^{-1} + R_{cristal} + \left( \frac{1}{R_{rad\_I.med} \cdot \frac{K}{W}} + \frac{1}{R_{conv\_I.med} \cdot \frac{K}{W}} \right)^{-1} \right] =$$

	1
1	256.168
2	256.125
3	254.976
4	256.425
5	256.846
6	257.599
7	257.386
8	256.923
9	257.826
10	256.32
11	257.646
12	257.314

$$R_{total\_up} =$$

	1
1	256.168·10 <sup>-3</sup>
2	256.125·10 <sup>-3</sup>
3	254.976·10 <sup>-3</sup>
4	256.425·10 <sup>-3</sup>
5	256.846·10 <sup>-3</sup>
6	257.599·10 <sup>-3</sup>
7	257.386·10 <sup>-3</sup>
8	256.923·10 <sup>-3</sup>
9	257.826·10 <sup>-3</sup>
10	256.32·10 <sup>-3</sup>
11	257.646·10 <sup>-3</sup>
12	257.314·10 <sup>-3</sup>

$$\frac{K \cdot s^3}{m^2 \cdot kg}$$

$$R_{total.rama.util} := \left[ R_{abs} + \frac{(R_{cond\_tubo} + R_{conv\_fluido})}{10} \right] =$$

$$R_{total\_down} =$$

	1
1	680.618·10 <sup>-3</sup>
2	680.583·10 <sup>-3</sup>
3	679.891·10 <sup>-3</sup>
4	680.689·10 <sup>-3</sup>
5	680.726·10 <sup>-3</sup>
6	680.583·10 <sup>-3</sup>
7	680.548·10 <sup>-3</sup>
8	680.379·10 <sup>-3</sup>
9	681.111·10 <sup>-3</sup>
10	679.92·10 <sup>-3</sup>
11	681.452·10 <sup>-3</sup>
12	681.235·10 <sup>-3</sup>

$$\frac{K \cdot s^3}{m^2 \cdot kg}$$

	1
1	18.549·10 <sup>-3</sup>
2	18.549·10 <sup>-3</sup>
3	18.549·10 <sup>-3</sup>
4	18.549·10 <sup>-3</sup>
5	18.549·10 <sup>-3</sup>
6	18.549·10 <sup>-3</sup>
7	18.549·10 <sup>-3</sup>
8	18.549·10 <sup>-3</sup>
9	18.549·10 <sup>-3</sup>
10	18.549·10 <sup>-3</sup>
11	18.549·10 <sup>-3</sup>
12	18.549·10 <sup>-3</sup>

$$\frac{K \cdot s^3}{m^2 \cdot kg}$$

Estas 2 ramas no dependen de las temperaturas que eran incógnitas, estaban calculadas con anterioridad.

$$Q_{\text{perdidas\_down.med}} \cdot W =$$

	1
1	22.992
2	30.729
3	52.052
4	48.231
5	54.779
6	54.146
7	65.25
8	70.668
9	54.891
10	41.025
11	27.625
12	15.272

$$Q_{\text{perdidas\_up.med}} \cdot W =$$

	1
1	97.259
2	117.221
3	172.546
4	161.346
5	176.325
6	170.269
7	198.386
8	213.136
9	173.857
10	139.89
11	108.077
12	76.566

$$Q_{\text{perdidas\_totales}} := (Q_{\text{perdidas\_down.med}} + Q_{\text{perdidas\_up.med}}) \cdot W =$$

	1
1	120.251
2	147.95
3	224.598
4	209.577
5	231.104
6	224.414
7	263.636
8	283.804
9	228.748
10	180.915
11	135.702
12	91.838

$$Q_{\text{util.med}} \cdot W =$$

	1
1	539.164
2	576.826
3	829.519
4	772.554
5	878.951
6	974.991
7	992.645
8	938.387
9	905.668
10	703.702
11	562.703
12	453.363

$$\eta_{\text{med}} := \frac{Q_{\text{util.med}} \cdot W}{I_T \cdot A_{\text{abs}}} =$$

	1
1	$632.035 \cdot 10^{-3}$
2	$615.206 \cdot 10^{-3}$
3	$608.299 \cdot 10^{-3}$
4	$608.05 \cdot 10^{-3}$
5	$612.068 \cdot 10^{-3}$
6	$628.368 \cdot 10^{-3}$
7	$610.783 \cdot 10^{-3}$
8	$593.502 \cdot 10^{-3}$
9	$617.129 \cdot 10^{-3}$
10	$614.912 \cdot 10^{-3}$
11	$622.804 \cdot 10^{-3}$
12	$642.79 \cdot 10^{-3}$

### 14.2.2 Simulación instalación ACS: cálculo del número de colectores para satisfacer la demanda de ACS (sin considerar las pérdidas del viento)

#### PROGRAMA A

#### CÁLCULO DE ACS CON VALORES MEDIOS MENSUALES Y CON PÉRDIDAS DEL FABRICANTE

$$v_{\text{unitario}} := \begin{pmatrix} 1 \\ 1 \\ 1 \\ 1 \\ 1 \\ 1 \\ 1 \\ 1 \\ 1 \\ 1 \\ 1 \\ 1 \\ 1 \end{pmatrix}$$

$N_{\text{tubos}} := 10$       Nº de tubos interiores de cada colector.  
 $A_o := v_{\text{unitario}} \cdot 6.615 \cdot \text{m}^2$       Área inicial de colectores.  
 $S_c := v_{\text{unitario}} \cdot 2.205 \cdot \text{m}^2$       S de cada colector.  
 $m_{\text{colector}} := v_{\text{unitario}} \cdot \frac{110 \text{ kg}}{3600 \text{ s}}$       Como  $m_{\text{colector}}$  se ha tomado el recomendado por el fabricante, que es 110 l/h. Valor inicial.  
 $m_{\text{tubo}} := \frac{m_{\text{colector}}}{N_{\text{tubos}}}$        $m_{\text{tubo}}$  caudal que circula por cada tubo en el interior del colector [kg/s].  
 $n_{\text{colectores}} := \frac{A_o}{S_c}$       Nº de colectores inicial en la instalación.

$E_t := 0.25$        $f := 0.5$        $\epsilon_{\text{IC}} := 0.6$       El fluido en el primario es agua + anticongelante.  
 En el secundario, se emplea agua.

$C_{p_{\text{cons}}} := 4187 \cdot \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$        $\rho_{\text{agua}} := 1 \cdot \frac{\text{kg}}{\text{l}}$        $C_{p_1} := 0.92 \cdot \frac{\text{kcal}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$        $C_{p_2} := 4187 \cdot \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$

$F_{\text{consumo}} :=$       F...\desviación mensual del consumo medio de ACS.txt

$h_{\text{sol.dia}} :=$       ...\horas de sol efectivas diarias mes a mes [h].txt

Valores tomados utilizando la segunda aproximación, mirar después, puede que sea mejor no utilizar ninguna aproximación o emplear otra.

horas diarias para cada mes

	1
1	8
2	9
3	9
4	9.5
5	9.5
6	9.5
7	9.5
8	9.5
9	9
10	9
11	8
12	7.5

$$m_{\text{cons.dia}} := \overbrace{(440 \cdot F_{\text{consumo}})} =$$

	1
1	492.8
2	475.2
3	453.2
4	479.6
5	457.6
6	448.8
7	396
8	347.6
9	400.4
10	413.6
11	448.8
12	475.2

expresado en l/día

$$m_{\text{cons}} := \frac{m_{\text{cons.dia}} \cdot l \cdot \rho_{\text{agua}}}{h_{\text{sol.dia}} \cdot \text{hr}}$$

NOTA: Pongo un "l" y abajo "hr" para cuadrar las unidades, para tener en cuenta que un día tiene menos horas de sol aprovechables que 24 h. Si no pongo nada, mathcad lo pasa teniendo en cuenta que 1 día son 24 hr.

$$m_{\text{cons}} =$$

	1
1	0.017
2	0.015
3	0.014
4	0.014
5	0.013
6	0.013
7	0.012
8	0.01
9	0.012
10	0.013
11	0.016
12	0.018

kg  
s

$$T_{\text{red.adim}} :=$$

F...\Tred (K).txt

$$T_{\text{red}} := T_{\text{red.adim}} \cdot K =$$

	1
1	277
2	278
3	280
4	282
5	283
6	284
7	285
8	284
9	283
10	282
11	280
12	277

K

$$T_{\text{sum}} := v_{\text{unitario}} (60 + 273) \cdot K =$$

	1
1	333
2	333
3	333
4	333
5	333
6	333
7	333
8	333
9	333
10	333
11	333
12	333

K

$$I_{T.adim} := \text{F...}\backslash \text{Radiación diaria mes a mes [Wentre m2].txt}$$

El término "adim" se refiere al vector sin unidades, posteriormente se le dará unidades.

$$T_{diurna\_K} := \text{...}\backslash \text{Tmedia diurna [K].txt}$$

Nota:  $\frac{W}{m^2} = 1 \frac{kg}{s^3}$

$$I_T := I_{T.adim} \cdot \frac{W}{m^2} = \frac{kg}{s^3}$$

	1
1	386.875
2	425.222
3	618.444
4	576.211
5	651.263
6	703.684
7	737.053
8	717.053
9	665.556
10	519
11	409.75
12	319.867

$$T_{diurna} := T_{diurna\_K} \cdot K = K$$

	1
1	278.1
2	279.6
3	283.1
4	284.6
5	288.6
6	294.8
7	297
8	296.8
9	292.6
10	287.7
11	281.5
12	278.6

## VALORES INICIALES DE TEMPERATURA PARA COMENZAR A ITERAR.

$$\begin{aligned} T_{ci} &:= v_{unitario} \cdot 290 \cdot K & T_{ico} &:= v_{unitario} \cdot 325 \cdot K \\ T_{co} &:= v_{unitario} \cdot 330 \cdot K & T_t &:= v_{unitario} \cdot 298 \cdot K \\ T_{ici} &:= v_{unitario} \cdot 298 \cdot K & T_{cons} &:= v_{unitario} \cdot 400 \cdot K \end{aligned}$$

Caudal inicial que circula por el circuito primario, [kg/s].

$$m_1 := \left( m_{colector} \cdot \frac{A_o}{S_c} \right) = \frac{kg}{s}$$

	1
1	0.092
2	0.092
3	0.092
4	0.092
5	0.092
6	0.092
7	0.092
8	0.092
9	0.092
10	0.092
11	0.092
12	0.092

$$m_2 := m_1$$

$$i := 1..12$$

$$C_{\min_i} := \min(m_{1_i} \cdot Cp_1, m_{2_i} \cdot Cp_2) = \dots$$

	1
1	353.087
2	353.087
3	353.087
4	353.087
5	353.087
6	353.087
7	353.087
8	353.087
9	353.087
10	353.087
11	353.087
12	353.087

$$C_{\min} = \frac{m^2 \cdot kg}{K \cdot s^3}$$

Valores iniciales de las pérdidas en los colectores utilizando la curva de normalización del colector elegido, ecuación dada por el fabricante. (No considera las pérdidas ocasionadas por el viento).

Estas pérdidas iniciales están calculadas con valores iniciales de temperaturas, que probablemente no se correspondan con los valores reales de estas temperaturas.

Los parámetros

$$\eta_o := 0.773 \quad k_1 := 3.24 \cdot \frac{W}{m^2 \cdot K} \quad k_2 := 0.014 \cdot \frac{W}{m^2 \cdot K^2}$$

$$Q_{PC} := \left[ I_T \cdot A_o \cdot \left[ 1 - \left[ \eta_o - k_1 \cdot \frac{(T_{ci} - T_{diurna})}{I_T} - k_2 \cdot \frac{(T_{ci} - T_{diurna})^2}{I_T} \right] \right] \right] = \dots W$$

	1
1	849.096
2	871.432
3	1.081·10 <sup>3</sup>
4	983.677
5	1.008·10 <sup>3</sup>
6	955.913
7	961.272
8	935.27
9	944.303
10	829.118
11	804.151
12	736.681



## ECUACIONES A RESOLVER

Dado

$$\left[ I_T \cdot A_o - m_1 \cdot Cp_1 \cdot (T_{co} - T_{ci}) - I_T \cdot A_o \cdot \left[ 1 - \left[ \eta_o - k_1 \cdot \frac{(T_{ci} - T_{diurna})}{I_T} - k_2 \cdot \frac{(T_{ci} - T_{diurna})^2}{I_T} \right] \right] \right] = C$$

$$m_1 \cdot Cp_1 \cdot (T_{co} - T_{ci}) = m_2 \cdot Cp_2 \cdot (T_{ico} - T_{ici})$$

$$m_1 = \left( m_{colector} \cdot \frac{A_o}{S_c} \right) \quad m_1 = m_2$$

$$\frac{m_2 \cdot Cp_2 \cdot (T_{ico} - T_{ici})}{C_{min} \cdot (T_{co} - T_{ici})} = v_{unitario} \cdot \epsilon_{IC}$$

$$\frac{T_{cons} - T_{red}}{T_{sum} - T_{red}} = v_{unitario} \cdot f$$

$$m_2 \cdot Cp_2 \cdot (T_{ico} - T_{ici}) = m_{cons} \cdot Cp_{cons} \cdot (T_{cons} - T_{red})$$

$$T_t = \frac{T_{ico} \cdot m_2 + T_{red} \cdot m_{cons}}{m_2 + m_{cons}}$$

$$\frac{T_{cons} - T_t}{T_{ico} - T_t} = v_{unitario} \cdot E_t$$

$$\begin{pmatrix} m_{1.mes} \\ m_{2.mes} \\ T_{ci.mes} \\ T_{co.mes} \\ T_{ici.mes} \\ T_{ico.mes} \\ T_{cons.mes} \\ T_{t.mes} \\ A_{o.mes} \end{pmatrix} := \text{Find} \left( \frac{m_1}{\frac{\text{kg}}{\text{s}}}, \frac{m_2}{\frac{\text{kg}}{\text{s}}}, \frac{T_{ci}}{\text{K}}, \frac{T_{co}}{\text{K}}, \frac{T_{ici}}{\text{K}}, \frac{T_{ico}}{\text{K}}, \frac{T_{cons}}{\text{K}}, \frac{T_t}{\text{K}}, \frac{A_o}{\text{m}^2} \right)$$

Donde las T están expresadas en [K] y los caudales en [kg/s] y las áreas en [m<sup>2</sup>]

$$\begin{pmatrix} m_{1,\text{mes}} \\ m_{2,\text{mes}} \\ T_{\text{ci},\text{mes}} \\ T_{\text{co},\text{mes}} \\ T_{\text{ici},\text{mes}} \\ T_{\text{ico},\text{mes}} \\ T_{\text{cons},\text{mes}} \\ T_{\text{t},\text{mes}} \\ A_{\text{o},\text{mes}} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \{12,1\} \\ \{12,1\} \\ \{12,1\} \\ \{12,1\} \\ \{12,1\} \\ \{12,1\} \\ \{12,1\} \\ \{12,1\} \\ \{12,1\} \end{pmatrix}$$

$$n_{\text{colectores}} := \frac{A_{\text{o},\text{mes}} \cdot \text{m}^2}{S_c} =$$

	1
1	5.042
2	3.41
3	1.745
4	1.832
5	1.409
6	1.177
7	0.948
8	0.871
9	1.22
10	1.831
11	3.655
12	7.544

Redondeamos al valor entero mayor más próximo.

$$n_{\text{colectores.necesarios}} := \text{ceil}(n_{\text{colectores}}) =$$

	1
1	6
2	4
3	2
4	2
5	2
6	2
7	1
8	1
9	2
10	2
11	4
12	8

$$n_{\text{colectores.medio}} := \text{ceil}\left(\text{mean}\left(n_{\text{colectores.necesarios}}^{(1)}\right)\right) = 3$$

## PROGRAMA B

### ECUACIONES A RESOLVER

Dado

$$\left[ I_T \cdot A_o - m_1 \cdot C_{p1} \cdot (T_{co} - T_{ci}) - I_T \cdot A_o \cdot \left[ 1 - \left[ \eta_o - k_1 \cdot \frac{(T_{ci} - T_{diurna})}{I_T} - k_2 \cdot \frac{(T_{ci} - T_{diurna})^2}{I_T} \right] \right] \right] = 0$$

$$m_1 \cdot C_{p1} \cdot (T_{co} - T_{ci}) = [m_2 \cdot C_{p2} \cdot (T_{ico} - T_{ici})]$$

$$\frac{m_2 \cdot C_{p2} \cdot (T_{ico} - T_{ici})}{C_{min} \cdot (T_{co} - T_{ici})} = v_{unitario} \cdot \epsilon_{IC}$$

$$m_2 \cdot C_{p2} \cdot (T_{ico} - T_{ici}) = [m_{cons} \cdot C_{pcons} \cdot (T_{cons} - T_{red})]$$

$$T_t = \frac{T_{ico} \cdot m_2 + T_{red} \cdot m_{cons}}{m_2 + m_{cons}}$$

$$\frac{T_{cons} - T_t}{T_{ico} - T_t} = v_{unitario} \cdot E_t$$

$$\begin{pmatrix} T_{ci.mes} \\ T_{co.mes} \\ T_{ici.mes} \\ T_{ico.mes} \\ T_{cons.mes} \\ T_{t.mes} \end{pmatrix} := \text{Find} \left( \frac{T_{ci}}{K}, \frac{T_{co}}{K}, \frac{T_{ici}}{K}, \frac{T_{ico}}{K}, \frac{T_{cons}}{K}, \frac{T_t}{K} \right)$$

$$f_{medio} := \frac{\sum_{j=1}^{12} Q_{\text{util.mes}_j}}{\sum_{j=1}^{12} Q_{\text{ACS}_j}} = 0.673$$

Como se puede ver, nos serviría, puesto que necesitamos un  $f_{medio} > 0.5$ , que es lo que nos exige la normativa.

$$Q_{\text{util.mes}} := [m_1 \cdot C_{p1} \cdot (T_{co.mes} - T_{ci.mes})] \cdot K =$$

	1
1	1.481·10 <sup>3</sup>
2	1.563·10 <sup>3</sup>
3	2.228·10 <sup>3</sup>
4	2.077·10 <sup>3</sup>
5	2.351·10 <sup>3</sup>
6	2.603·10 <sup>3</sup>
7	2.616·10 <sup>3</sup>
8	2.441·10 <sup>3</sup>
9	2.406·10 <sup>3</sup>
10	1.881·10 <sup>3</sup>
11	1.533·10 <sup>3</sup>
12	1.25·10 <sup>3</sup>

W

$$Q_{\text{ACS}} := [m_{cons} \cdot C_{pcons} \cdot (T_{sum} - T_{red})] =$$

	1
1	4.012·10 <sup>3</sup>
2	3.378·10 <sup>3</sup>
3	3.104·10 <sup>3</sup>
4	2.995·10 <sup>3</sup>
5	2.801·10 <sup>3</sup>
6	2.692·10 <sup>3</sup>
7	2.327·10 <sup>3</sup>
8	2.085·10 <sup>3</sup>
9	2.587·10 <sup>3</sup>
10	2.726·10 <sup>3</sup>
11	3.458·10 <sup>3</sup>
12	4.127·10 <sup>3</sup>

W

### 14.2.3 Simulación de la instalación de ACS + Calefacción. Cálculo de la fracción solar conseguida para ACS y Calefacción fijado el área de colectores y considerando las pérdidas del viento

**CÁLCULO DE LA FRACCIÓN SOLAR CONSEGUIDA PARA ACS Y CALEFACCIÓN FIJADO EL NÚMERO DE COLECTORES CON VALORES MEDIOS MENSUALES. INCLUYE PÉRDIDAS EN EL COLECTOR DEBIDAS AL EFECTO DEL VIENTO, PÉRDIDAS EN LOS COMPONENTES Y PÉRDIDAS EN LAS TUBERÍAS.**

DATOS para el circuito primario.

$$v_{\text{unitario}} := \begin{pmatrix} 1 \\ 1 \\ 1 \\ 1 \\ 1 \\ 1 \\ 1 \\ 1 \\ 1 \\ 1 \\ 1 \\ 1 \\ 1 \\ 1 \\ 1 \end{pmatrix}$$

$n_{\text{colectores}} := 10$     Nº de colectores inicial en la instalación.

$S_c := v_{\text{unitario}} \cdot 2.205 \cdot \text{m}^2$     S de cada colector.

$A_o := n_{\text{colectores}} \cdot S_c$     Área de colectores.

$N_{\text{tubos}} := 10$     Nº de tubos interiores de cada colector.

$\rho_{\text{agua}} := 1 \cdot \frac{\text{kg}}{\text{l}}$      $\rho_{\text{glicol}} := 1.017 \cdot \frac{\text{kg}}{\text{l}}$

$$Q_{\text{colector}} := v_{\text{unitario}} \cdot 110 \frac{\text{l}}{\text{hr}}$$

$m_{\text{colector}}$  he puesto el recomendado por el fabricante, que es 110 l/h. Valor inicial.

$$Q_1 := Q_{\text{colector}} \cdot n_{\text{colectores}}$$

$$m_{\text{colector}} := Q_{\text{colector}} \cdot \rho_{\text{glicol}}$$

$$m_{\text{tubo}} := \frac{m_{\text{colector}}}{N_{\text{tubos}}}$$

$m_{\text{tubo}}$  caudal que circula por cada tubo en el interior del colector [kg/s].

$$\epsilon_{\text{IC1}} := v_{\text{unitario}} \cdot 0.6$$

$$U_{\text{tub.Ext}} := \dots \backslash \text{Utuberia ext del edificio.txt}$$

$$U_{\text{tub.Int}} := \dots \backslash \text{Utubería interior edificio.txt}$$

$$U_{\text{tuberia.Ext}} := U_{\text{tub.Ext}} \cdot \frac{W}{\text{m}^2 \cdot K}$$

$A_{\text{tuberia.Ext.Ent}} := 3.07876 \cdot \text{m}^2$

$$A_{\text{tuberia.Ext.Sal}} := 3.07876 \cdot \text{m}^2$$

$$U_{\text{tuberia.Int}} := U_{\text{tub.Int}} \cdot \frac{W}{\text{m}^2 \cdot K}$$

$A_{\text{tuberia.Int.Ent}} := 2.45044 \cdot \text{m}^2$

$$A_{\text{tuberia.Int.Sal}} := 2.45044 \cdot \text{m}^2$$

$$C_{p1} := 0.92 \cdot \frac{\text{kcal}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$$

$$C_{p2} := 4187 \cdot \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$$

$$C_{p3} := C_{p2}$$

$$C_{p\text{cons}} := 4187 \cdot \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$$

$$F_{\text{consumo}} := \text{.....} \backslash \text{desviación mensual del consumo medio de ACS.txt}$$

$$h_{\text{sol.dia}} := \text{.....} \backslash \text{horas de sol efectivas diarias mes a mes [h].txt}$$

Valores tomados utilizando la segunda aproximación, mirar después, puede que sea mejor no utilizar ninguna aproximación o emplear otra.

horas diarias para cada mes

$$h_{\text{sol.dia}} =$$

	1
1	8
2	9
3	9
4	9.5
5	9.5
6	9.5
7	9.5
8	9.5
9	9
10	9
11	8
12	7.5

#### DATOS para el circuito ACS.

$$m_{\text{cons.dia}} := \overbrace{(440 \cdot F_{\text{consumo}})} =$$

	1
1	492.8
2	475.2
3	453.2
4	479.6
5	457.6
6	448.8
7	396
8	347.6
9	400.4
10	413.6
11	448.8
12	475.2

$$E_{t2} := v_{\text{unitario}} \cdot 0.25$$

$$\epsilon_{\text{IC2}} := v_{\text{unitario}} \cdot 0.9$$

expresado en l/día

$$m_{\text{cons}} := \frac{m_{\text{cons.dia}} \cdot \text{l} \cdot \rho_{\text{agua}}}{h_{\text{sol.dia}} \cdot \text{hr}}$$

NOTA: Pongo un "l" y abajo "hr" para cuadrar las unidades, para tener en cuenta que un día tiene menos horas de sol aprovechables que 24 h. Si no pongo nada, mathcad lo pasa teniendo en cuenta que 1 día son 24 hr.

$$m_{\text{cons}} =$$

	1
1	0.017
2	0.015
3	0.014
4	0.014
5	0.013
6	0.013
7	0.012
8	0.01
9	0.012
10	0.013
11	0.016
12	0.018

kg/s

$$T_{red.adim} :=$$

..\Tred (K).txt

$$T_{sum} := v_{unitario} (60 + 273) \cdot K =$$

	1
1	333
2	333
3	333
4	333
5	333
6	333
7	333
8	333
9	333
10	333
11	333
12	333

K

$$T_{red} := T_{red.adim} \cdot K =$$

	1
1	277
2	278
3	280
4	282
5	283
6	284
7	285
8	284
9	283
10	282
11	280
12	277

K

**DATOS para el circuito CALEFACCIÓN y datos de los paneles de techo y pared.**

$$Q_{CAL.total} :=$$

...\Demanda calefacción total.txt

$$T_{confort} := v_{unitario} \cdot (21 + 273) \cdot K$$

$$m_{CAL.fabricante} := v_{unitario} \cdot \left( 0.5056 \cdot \frac{kg}{s} \right)$$

$$U_{medio} := 6.8656 \cdot \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

$$A_{techo\_suelo} := 63.36 \cdot m^2$$

$$Q_{CAL.demandada} := Q_{CAL.total} \cdot W =$$

	1
1	$8.798 \cdot 10^3$
2	$7.921 \cdot 10^3$
3	$5.936 \cdot 10^3$
4	$4.921 \cdot 10^3$
5	$3.127 \cdot 10^3$
6	505.857
7	1
8	1
9	$1.518 \cdot 10^3$
10	$3.541 \cdot 10^3$
11	$7.373 \cdot 10^3$
12	$8.355 \cdot 10^3$

W

$$Q_{Dem.Hab2} :=$$

...\Demanda calefacción Habitación2.txt

$$Q_{Dem.Ático} :=$$

...\Demanda calefacción Ático.txt

Si expresamos los datos insertados en W, tenemos:

$$Q_{CAL.Hab2} := Q_{Dem.Hab2} \cdot W$$

$$Q_{CAL.Ático} := Q_{Dem.Ático} \cdot W$$

$$P_{específica} := \frac{Q_{CAL.demandada}}{A_{techo\_suelo}}$$

$$T_{imp} := v_{unitario} \cdot (40 + 273) \cdot K$$

## OTROS DATOS GENERALES.

$$E_{t1} := v_{\text{unitario}} \cdot 0.25$$

$$I_{T.\text{adim}} := \text{..\backslashRadiación diaria mes a mes [Wentre m2].txt}$$

$$I_T := I_{T.\text{adim}} \cdot \frac{W}{m^2} = \frac{kg}{s^3}$$

	1
1	386.875
2	425.222
3	618.444
4	576.211
5	651.263
6	703.684
7	737.053
8	717.053
9	665.556
10	519
11	409.75
12	319.867

El término "adim" se refiere al vector sin unidades, posteriormente se le dará unidades.

Nota:  $\frac{W}{m^2} = 1 \frac{kg}{s^3}$

$$T_{\text{diurna\_K}} := \text{..\backslashTmedia diaria [K].txt}$$

$$T_{\text{diurna}} := T_{\text{diurna\_K}} \cdot K =$$

	1
1	278.1
2	279.6
3	283.1
4	284.6
5	288.6
6	294.8
7	297
8	296.8
9	292.6
10	287.7
11	281.5
12	278.6

## VALORES INICIALES DE TEMPERATURA PARA COMENZAR A ITERAR.

### Circuito primario.

$$T_{co} := v_{\text{unitario}} \cdot (25 + 273) \cdot K$$

$$T_{ice} := v_{\text{unitario}} \cdot (25.3 + 273) \cdot K$$

$$T_{ci} := v_{\text{unitario}} \cdot (23 + 273) \cdot K$$

$$T_{ics} := v_{\text{unitario}} \cdot (23.3 + 273) \cdot K$$

$$m_1 := \left( m_{\text{colector}} \cdot \frac{A_o}{S_c} \right) = \frac{kg}{s}$$

	1
1	0.311
2	0.311
3	0.311
4	0.311
5	0.311
6	0.311
7	0.311
8	0.311
9	0.311
10	0.311
11	0.311
12	0.311

### Circuito secundario.

$$T_{ici} := v_{unitario} \cdot (21 + 273) \cdot K \quad m_2 := m_1$$

$$T_{ico} := v_{unitario} \cdot (24 + 273) \cdot K \quad m_T := \overrightarrow{(0.8m_2)}$$

Pondremos este valor inicial para  $m_T$ .

### Circuito ACS.

$$T_{cons} := v_{unitario} \cdot (22.5 + 273) \cdot K \quad T_{ACSe} := v_{unitario} \cdot (22 + 273) \cdot K$$

$$T_{t1} := v_{unitario} \cdot (22 + 273) \cdot K \quad T_{ACSs} := v_{unitario} \cdot (18 + 273) \cdot K$$

$$T_{t2} := v_{unitario} \cdot (20 + 273) \cdot K \quad m_{ACS} := \overrightarrow{8.5 \cdot m_{cons}}$$

$$T_{st} := v_{unitario} \cdot (23 + 273) \cdot K$$

$$T_{ACSr} := v_{unitario} \cdot (19 + 273) \cdot K$$

Lo variaremos segun convenga para conseguir resultados mejores. Pero su valor será similar al caudal  $m_{cons}$ .

### Circuito Calefacción.

	1
1	0.103
2	0.124
3	0.13
4	0.129
5	0.135
6	0.137
7	0.15
8	0.162
9	0.144
10	0.14
11	0.116
12	0.099

$$m_{CAL} := \overrightarrow{(m_T - m_{ACS})} = \frac{kg}{s}$$

$$T_{CALE} := T_{st}$$

$$T_{CALr} := v_{unitario} \cdot (37 + 273) \cdot K$$

### Otras variables.

$$i := 1 \dots 12 \quad T_{et} := v_{unitario} \cdot (37 + 273) \cdot K$$

$$C_{min1_i} := \min(m_{1_i} \cdot Cp_1, m_{2_i} \cdot Cp_2) = \dots$$

	1
1	$1.197 \cdot 10^3$
2	$1.197 \cdot 10^3$
3	$1.197 \cdot 10^3$
4	$1.197 \cdot 10^3$
5	$1.197 \cdot 10^3$
6	$1.197 \cdot 10^3$
7	$1.197 \cdot 10^3$
8	$1.197 \cdot 10^3$
9	$1.197 \cdot 10^3$
10	$1.197 \cdot 10^3$
11	$1.197 \cdot 10^3$
12	$1.197 \cdot 10^3$

$$C_{min1} = \frac{m^2 \cdot kg}{K \cdot s^3}$$



$$j := 1 \dots 12$$

$$C_{\min 2_j} := \min(m_{ACS_j} \cdot Cp_3, m_{ACS_j} \cdot Cp_{\text{cons}}) = \dots$$

	1
1	608.976
2	521.979
3	497.814
4	499.086
5	476.192
6	467.034
7	412.089
8	361.723
9	439.816
10	454.315
11	554.603
12	626.375

$$C_{\min 2} = \frac{\text{m}^2 \cdot \text{kg}}{\text{K} \cdot \text{s}^3}$$

### Valores de las pérdidas en los colectores considerando el efecto del viento.

Los parámetros de la recta son:

$$\eta_o := 0.768$$

$$k_1 := 4.36 \cdot \frac{W}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$$

$$k_2 := 0 \cdot \frac{W}{\text{m}^2 \cdot \text{K}^2}$$

### ECUACIONES A RESOLVER

Dado

$$\left[ I_T \cdot A_o - m_1 \cdot Cp_1 \cdot (T_{co} - T_{ci}) - I_T \cdot A_o \cdot \left[ 1 - \left[ \eta_o - k_1 \cdot \frac{(T_{ci} - T_{diurna})}{I_T} - k_2 \cdot \frac{(T_{ci} - T_{diurna})^2}{I_T} \right] \right] \right] = 0$$

$$\left[ m_1 \cdot Cp_1 \cdot (T_{co} - T_{ice}) \right] = \left[ U_{\text{tuberia.Ext}} \cdot A_{\text{tuberia.Ext.Sal}} \cdot \frac{(T_{co} - T_{diurna}) - (T_{ice} - T_{diurna})}{\ln \left( \frac{T_{co} - T_{diurna}}{T_{ice} - T_{diurna}} \right)} \right]$$

$$\left[ m_1 \cdot Cp_1 \cdot (T_{ics} - T_{ci}) \right] = \left[ U_{\text{tuberia.Ext}} \cdot A_{\text{tuberia.Ext.Ent}} \cdot \frac{(T_{ics} - T_{diurna}) - (T_{ci} - T_{diurna})}{\ln \left( \frac{T_{ics} - T_{diurna}}{T_{ci} - T_{diurna}} \right)} \right]$$

$$\left[ m_1 \cdot Cp_1 \cdot (T_{ice} - T_{ics}) \right] = \left[ m_2 \cdot Cp_2 \cdot (T_{ico} - T_{ici}) \right] \quad \frac{m_2 \cdot Cp_2 \cdot (T_{ico} - T_{ici})}{C_{\min 1} \cdot (T_{ice} - T_{ici})} = \epsilon_{IC1}$$

$$\left[ m_2 \cdot Cp_2 \cdot (T_{ico} - T_{ici}) \right] = \left[ m_T \cdot Cp_3 \cdot (T_{st} - T_{et}) \right] \quad T_{t1} = \frac{T_{ico} \cdot m_2 + T_{et} \cdot m_T}{m_2 + m_T}$$

$$\frac{\overrightarrow{T_{st} - T_{t1}}}{T_{ico} - T_{t1}} = E_{t1}$$

$$\overrightarrow{m_{ACS} \cdot Cp_{cons} \cdot (T_{st} - T_{ACSr})} = \overrightarrow{m_{ACS} \cdot Cp_{cons} \cdot (T_{ACSe} - T_{ACSs})}$$

$$\frac{\overrightarrow{m_{ACS} \cdot Cp_{cons} \cdot (T_{st} - T_{ACSr})}}{C_{min2} \cdot (T_{st} - T_{ACSs})} = \epsilon_{IC2}$$

$$\overrightarrow{m_{ACS} \cdot Cp_{cons} \cdot (T_{ACSe} - T_{ACSs})} = \overrightarrow{m_{cons} \cdot Cp_{cons} \cdot (T_{cons} - T_{red})}$$

$$T_{t2} = \frac{\overrightarrow{T_{ACSe} \cdot m_{ACS} + T_{red} \cdot m_{cons}}}{m_{ACS} + m_{cons}}$$

$$\frac{\overrightarrow{T_{cons} - T_{t2}}}{T_{ACSe} - T_{t2}} = E_{t2}$$

$$\overrightarrow{(m_{ACS} \cdot T_{ACSr} + m_{CAL} \cdot T_{CALr})} = \overrightarrow{(m_T \cdot T_{et})}$$

$$\left[ \overrightarrow{U_{medio} \cdot A_{techo\_suelo} \cdot \frac{(T_{imp} - T_{confort}) - (T_{CALr} - T_{confort})}{\ln\left(\left|\frac{T_{imp} - T_{confort}}{T_{CALr} - T_{confort}}\right|\right)}} \right] = \overrightarrow{m_{CAL} \cdot Cp_3 \cdot (T_{imp} - T_{CALr})}$$

$$\overrightarrow{T_{imp}} = \overrightarrow{T_{st}}$$

$$\begin{pmatrix} T_{ci.mes} \\ T_{co.mes} \\ T_{ics.mes} \\ T_{ice.mes} \\ T_{ico.mes} \\ T_{ici.mes} \\ T_{t1.mes} \\ T_{st.mes} \\ T_{et.mes} \\ T_{ACSr.mes} \\ T_{ACSe.mes} \\ T_{ACSs.mes} \\ T_{t2.mes} \\ T_{cons.mes} \\ T_{imp.mes} \\ T_{CALr.mes} \end{pmatrix} := \text{Minerr} \left( \frac{T_{ci}}{K}, \frac{T_{co}}{K}, \frac{T_{ics}}{K}, \frac{T_{ice}}{K}, \frac{T_{ico}}{K}, \frac{T_{ici}}{K}, \frac{T_{t1}}{K}, \frac{T_{st}}{K}, \frac{T_{et}}{K}, \frac{T_{ACSr}}{K}, \frac{T_{ACSe}}{K}, \frac{T_{ACSs}}{K}, \frac{T_{t2}}{K}, \frac{T_{cons}}{K}, \frac{T_{imp}}{K}, \frac{T_{CALr}}{K} \right)$$

Tenemos 16 incógnitas y 16 ecuaciones en el sistema de ecuaciones.

$$\begin{pmatrix} T_{ci.t} \\ T_{co.t} \\ T_{ics.t} \\ T_{ice.t} \\ T_{ico.t} \\ T_{ici.t} \\ T_{t1.t} \\ T_{st.t} \\ T_{et.t} \\ T_{ACSr.t} \\ T_{ACSe.t} \\ T_{ACSs.t} \\ T_{t2.t} \\ T_{cons.t} \\ T_{imp.t} \\ T_{CALr.t} \end{pmatrix} := \begin{pmatrix} T_{ci.mes} \\ T_{co.mes} \\ T_{ics.mes} \\ T_{ice.mes} \\ T_{ico.mes} \\ T_{ici.mes} \\ T_{t1.mes} \\ T_{st.mes} \\ T_{et.mes} \\ T_{ACSr.mes} \\ T_{ACSe.mes} \\ T_{ACSs.mes} \\ T_{t2.mes} \\ T_{cons.mes} \\ T_{imp.mes} \\ T_{CALr.mes} \end{pmatrix} \cdot K = \begin{array}{|c|c|} \hline & 1 \\ \hline 1 & [12, 1] \\ \hline 2 & [12, 1] \\ \hline 3 & [12, 1] \\ \hline 4 & [12, 1] \\ \hline 5 & [12, 1] \\ \hline 6 & [12, 1] \\ \hline 7 & [12, 1] \\ \hline 8 & [12, 1] \\ \hline 9 & [12, 1] \\ \hline 10 & [12, 1] \\ \hline 11 & [12, 1] \\ \hline 12 & [12, 1] \\ \hline 13 & [12, 1] \\ \hline 14 & [12, 1] \\ \hline 15 & [12, 1] \\ \hline 16 & [12, 1] \\ \hline \end{array} K$$

$$f_{\text{CAL},t} := \frac{m_{\text{CAL}} \cdot c_{p3} \cdot (T_{\text{imp},t} - T_{\text{CALr},t})}{Q_{\text{CAL,demandada}}} =$$

	1
1	0.266
2	0.392
3	0.94
4	1.073
5	2.073
6	14.897
7	8.302·10 <sup>3</sup>
8	8.221·10 <sup>3</sup>
9	4.636
10	1.409
11	0.413
12	0.196

$$f_{\text{ACS}} := \frac{T_{\text{cons},t} - T_{\text{red}}}{T_{\text{sum}} - T_{\text{red}}} =$$

	1
1	0.415
2	0.439
3	0.561
4	0.529
5	0.589
6	0.645
7	0.672
8	0.661
9	0.614
10	0.504
11	0.422
12	0.375

$$Q_{\text{útil.ACS},t} := [m_{\text{cons}} \cdot c_{p\text{cons}} \cdot (T_{\text{cons},t} - T_{\text{red}})] =$$

	1
1	1.665·10 <sup>3</sup>
2	1.483·10 <sup>3</sup>
3	1.74·10 <sup>3</sup>
4	1.585·10 <sup>3</sup>
5	1.65·10 <sup>3</sup>
6	1.736·10 <sup>3</sup>
7	1.564·10 <sup>3</sup>
8	1.379·10 <sup>3</sup>
9	1.588·10 <sup>3</sup>
10	1.374·10 <sup>3</sup>
11	1.461·10 <sup>3</sup>
12	1.548·10 <sup>3</sup>

W

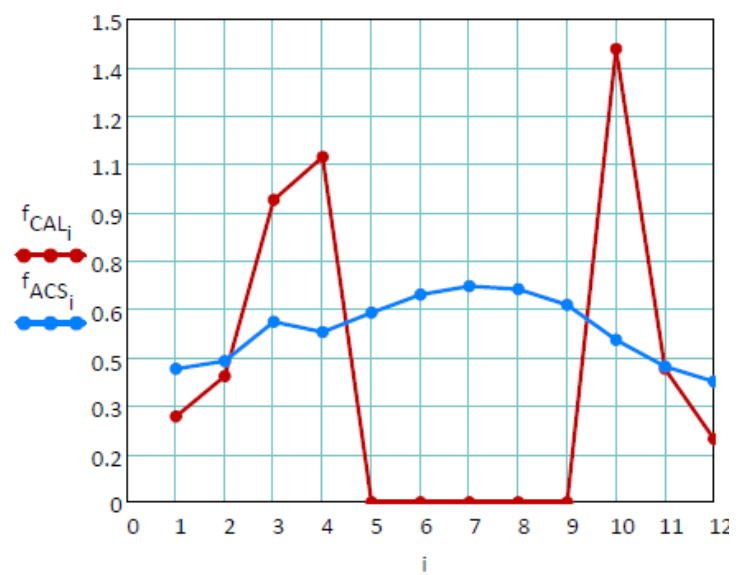
$$Q_{\text{ACS},t} := [m_{\text{cons}} \cdot c_{p\text{cons}} \cdot (T_{\text{sum}} - T_{\text{red}})] =$$

	1
1	4.012·10 <sup>3</sup>
2	3.378·10 <sup>3</sup>
3	3.104·10 <sup>3</sup>
4	2.995·10 <sup>3</sup>
5	2.801·10 <sup>3</sup>
6	2.692·10 <sup>3</sup>
7	2.327·10 <sup>3</sup>
8	2.085·10 <sup>3</sup>
9	2.587·10 <sup>3</sup>
10	2.726·10 <sup>3</sup>
11	3.458·10 <sup>3</sup>
12	4.127·10 <sup>3</sup>

W

$$f_{\text{medio}} := \frac{\sum_{j=1}^{12} Q_{\text{útil.ACS},t_j}}{\sum_{j=1}^{12} Q_{\text{ACS},t_j}} = 0.517$$

$$f_{\text{CAL}_i} := \text{if}(f_{\text{CAL},t_i} < 1.5, f_{\text{CAL},t_i}, 0) = \dots$$



$$T_{\text{ics},t} =$$

	1
1	303.607
2	305.769
3	314.614
4	313.507
5	317.552
6	321.202
7	323.094
8	322.173
9	319.041
10	311.951
11	305.815
12	300.937

$$T_{\text{ci},t} =$$

	1
1	303.568
2	305.729
3	314.566
4	313.462
5	317.508
6	321.162
7	323.054
8	322.134
9	319
10	311.914
11	305.777
12	300.903

$$T_{\text{co},t} =$$

	1
1	306.996
2	309.646
3	320.788
4	319.296
5	324.4
6	329
7	331.389
8	330.244
9	326.296
10	317.312
11	309.625
12	303.637

$$T_{\text{ice},t} =$$

	1
1	306.952
2	309.6
3	320.731
4	319.243
5	324.345
6	328.948
7	331.337
8	330.193
9	326.245
10	317.267
11	309.582
12	303.599

$$T_{\text{ico},t} =$$

	1
1	304.454
2	306.739
3	316.164
4	314.96
5	319.273
6	323.164
7	325.182
8	324.204
9	320.865
10	313.297
11	306.769
12	301.612

$$T_{\text{ici},t} =$$

	1
1	301.377
2	303.214
3	310.537
4	309.682
5	313.023
6	316.038
7	317.599
8	316.826
9	314.238
10	308.407
11	303.303
12	299.163

$T_{CALr.t} =$		1	$T_{imp.t} =$		1
	1	297.116		1	302.531
	2	298.556		2	304.536
	3	302.37		3	312.647
	4	301.913		4	311.661
	5	303.89		5	315.367
	6	305.579		6	318.71
	7	307.239		7	320.443
	8	307.488		8	319.593
	9	305.02		9	316.723
	10	301.736		10	310.241
	11	298.334		11	304.603
	12	296.129		12	300.081

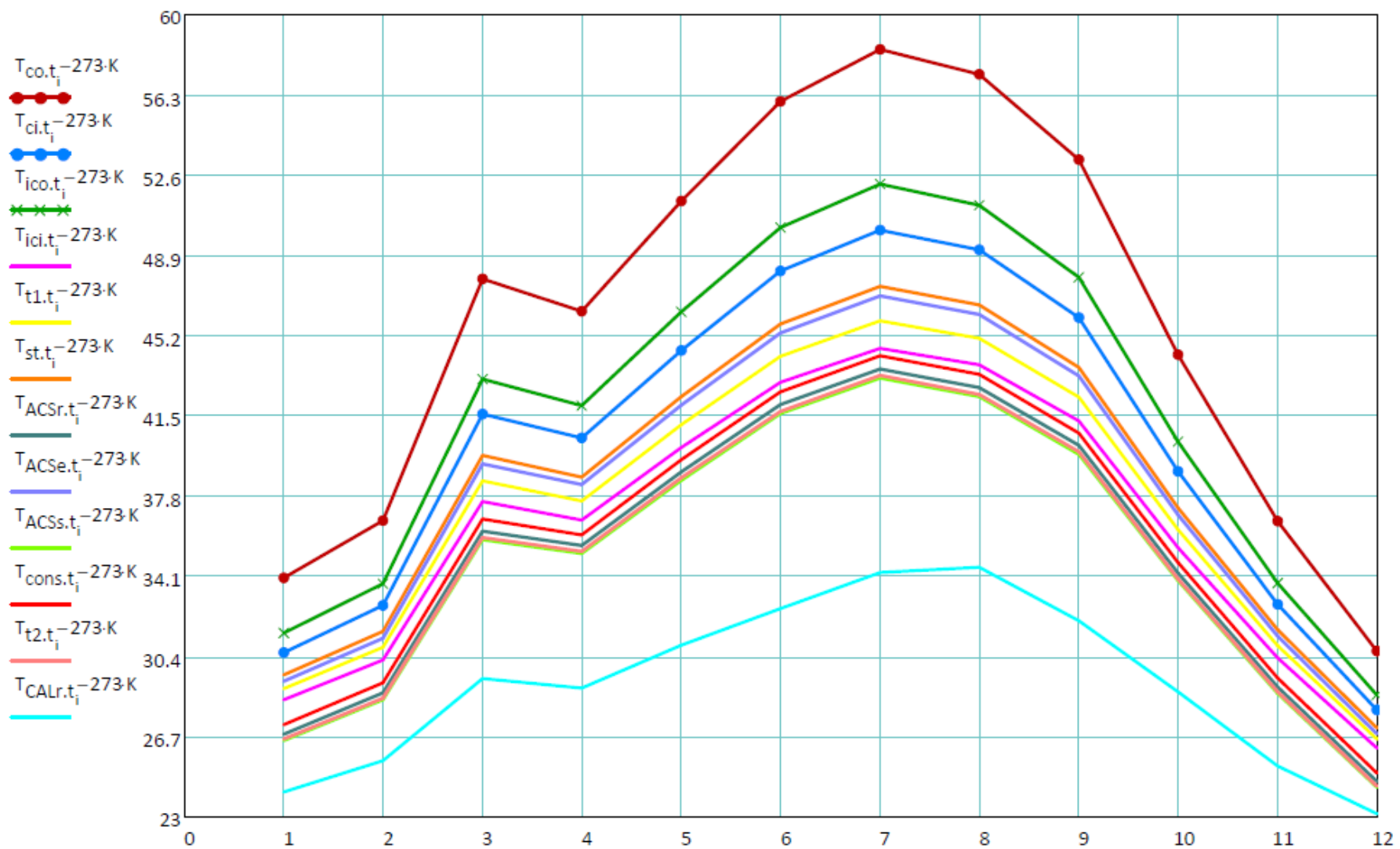
$T_{st.t} =$		1	$T_{imp.t} - T_{CALr.t} =$		1	$T_{t1.t} =$		1
	1	302.531		1	5.415		1	301.89
	2	304.536		2	5.98		2	303.802
	3	312.647		3	10.277		3	311.475
	4	311.661		4	9.748		4	310.562
	5	315.367		5	11.477		5	314.065
	6	318.71		6	13.132		6	317.226
	7	320.443		7	13.203		7	318.863
	8	319.593		8	12.105		8	318.056
	9	316.723		9	11.704		9	315.343
	10	310.241		10	8.505		10	309.222
	11	304.603		11	6.268		11	303.881
	12	300.081		12	3.952		12	299.571

$T_{t2.t} =$		1	$T_{cons.t} =$		1
	1	299.572		1	300.236
	2	301.46		2	302.151
	3	308.863		3	309.712
	4	308.223		4	308.995
	5	311.615		5	312.457
	6	314.687		6	315.59
	7	316.334		7	317.256
	8	315.468		8	316.393
	9	312.815		9	313.691
	10	306.968		10	307.702
	11	301.751		11	302.391
	12	297.406		12	298.006

	1	
1	3.345	
2	3.831	
3	6.116	
4	5.737	
5	6.793	
$T_{ice,t} - T_{ics,t} =$	6	7.746 K
	7	8.243
	8	8.02
	9	7.204
	10	5.315
	11	3.767
	12	2.662

	1	
1	3.077	
2	3.525	
3	5.627	
4	5.278	
5	6.249	
$T_{ico,t} - T_{ici,t} =$	6	7.126 K
	7	7.583
	8	7.378
	9	6.627
	10	4.89
	11	3.466
	12	2.449

## TEMPERATURAS MEDIAS MENSUALES EN DISTINTOS PUNTOS DE LA INSTALACIÓN

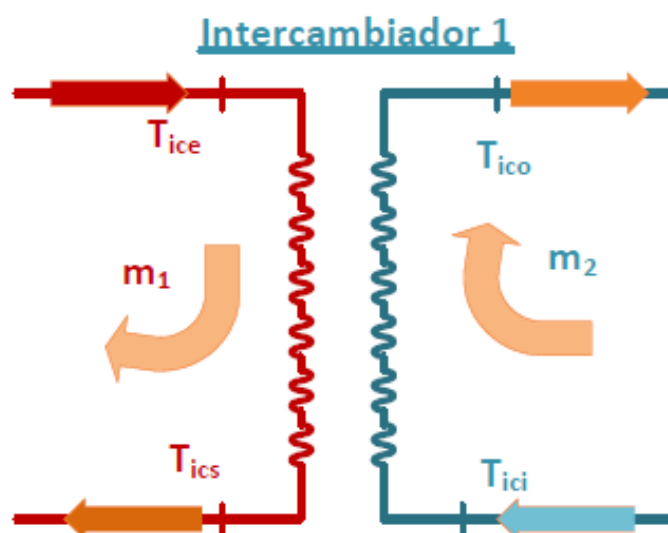




## 14.2.4 Cálculo de los intercambiadores de calor de placas

### 14.2.4.1 Intercambiador 1

#### CÁLCULO DE INTERCAMBIADORES DE CALOR DE PLACAS.



Es el intercambiador situado entre el circuito primario y el secundario.

$$n_{\text{colectores}} := 10 \quad A_{\text{colectores}} := n_{\text{colectores}} \cdot 2.205 \cdot \text{m}^2 = 22.05 \text{ m}^2$$

El PCT recomienda que la potencia del intercambiador ha de ser

$$P_{\text{int}} \geq 500 \cdot A_{\text{colectores}}$$

Por lo que, la potencia recomendada para el intercambiador será de al menos:

$$P_{\text{int.mínima}} := 500 \frac{\text{W}}{\text{m}^2} \cdot A_{\text{colectores}} = 11.025 \times 10^3 \text{ W}$$

#### Valores iniciales del intercambiador: alfanova HP 27.

$n_{\text{placas}} := 13$       número de placas del intercambiador. (Valor inicial). Tendrá que ser un valor impar, para que el número de canales sea entero.

$n_{\text{canales.total}} := n_{\text{placas}} + 1 = 14$       número de canales del intercambiador. (Valor inicial). Por la mitad de ellos circulará el fluido caliente y por la otra mitad el fluido frío.

**Datos del intercambiador: alfanova HP 27.**

$$a := 250 \cdot \text{mm} = 250 \times 10^{-3} \text{ m}$$

$$b := 50 \cdot \text{mm} = 50 \times 10^{-3} \text{ m}$$

$$c := 310 \cdot \text{mm} = 310 \times 10^{-3} \text{ m}$$

$$d := 112 \cdot \text{mm} = 112 \times 10^{-3} \text{ m}$$

$$A := 14 \cdot \text{mm} + (2.4 \cdot n_{\text{placas}}) \text{ mm}$$

$$V_{\text{canal}} := 0.05 \cdot l$$

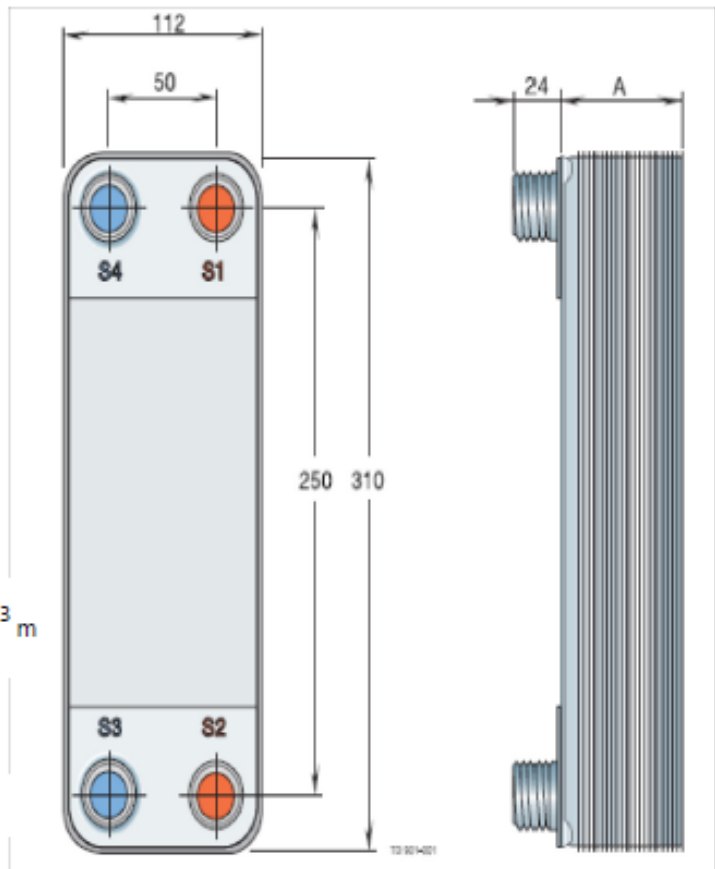
$$e_{\text{placa}} := 0.5 \cdot \text{mm} = 500 \times 10^{-6} \text{ m}$$

$$e_{\text{canal}} := 2.4 \cdot \text{mm} - e_{\text{placa}}$$

$$b_{\text{efectivo}} := \frac{V_{\text{canal}}}{(e_{\text{canal}} \cdot a)} = 105.263 \times 10^{-3} \text{ m}$$

**Área útil proyectada.**

$$A_{\text{util}} := a \cdot b_{\text{efectivo}} = 26.316 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$



**Superficie del canal.**

$$S_{\text{canal}} := e_{\text{canal}} \cdot b_{\text{efectivo}} = 200 \times 10^{-6} \text{ m}^2$$

**Longitud característica: es la distancia entre placas.**

$$L_c := \frac{4 \cdot S_{\text{canal}}}{2 \cdot (e_{\text{canal}} + b_{\text{efectivo}})} = 3.733 \times 10^{-3} \text{ m}$$

Longitud característica aproximada:  $l_c := 2 \cdot e_{\text{canal}} = 3.8 \times 10^{-3} \text{ m}$

**Datos de algunas resistencias.**

$$R_{\text{cont}} := 4 \cdot 10^{-5} \cdot \frac{\text{m}^2 \cdot \text{K}}{\text{W}}$$

$$k_m := 15 \cdot \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}}$$

El material de las placas es acero inoxidable AISI 360.

## DATOS DE LOS FLUIDOS

**Fluido caliente (circuito primario) = Agua + anticongelante (40 %)**

**Fluido frío (circuito secundario) = Agua**

Los valores de las temperaturas los he tomado para el mes más caluroso (Agosto).

$$T_{ice} := (109.76 + 273) \cdot K$$

$$T_{ici} := (104.23 + 273) \cdot K$$

$$T_{ics} := (106.44 + 273) \cdot K$$

$$T_{ico} := (107.28 + 273) \cdot K$$

$$T_{1,media} := \frac{T_{ice} + T_{ics}}{2} = 381.1 K$$

$$T_{2,media} := \frac{T_{ici} + T_{ico}}{2} = 378.755 K$$

$$T_{1,media} - 273 \cdot K = 108.1 K$$

$$T_{2,media} - 273 K = 105.755 K$$

$$\Delta T_1 := T_{ice} - T_{ics} = 3.32 K$$

$$\Delta T_2 := T_{ico} - T_{ici} = 3.05 K$$

$$Cp_1 := 0.95 \cdot \frac{kcal}{kg \cdot K} = 3.977 \times 10^3 \frac{m^2}{K \cdot s^2}$$

$$Cp_2 := 4.078 \cdot 10^3 \cdot \frac{J}{kg \cdot K} = 4.078 \times 10^3 \frac{m^2}{K \cdot s^2}$$

$$m_1 := n_{colectores} \cdot \frac{110}{3600} \frac{kg}{s} = 305.556 \times 10^{-3} \frac{kg}{s}$$

$$m_2 := m_1$$

Propiedades del fluido a la temperatura  $T_{1,media}$  y  $T_{2,media}$  respectivamente .

$$\mu_1 := 0.75 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{N \cdot s}{m^2} = 750 \times 10^{-6} \frac{kg}{m \cdot s}$$

$$\mu_2 := 2.9017 \cdot 10^{-4} \cdot \frac{kg}{m \cdot s} = 290.17 \times 10^{-6} \frac{kg}{m \cdot s}$$

$$\rho_1 := 1 \cdot \frac{kg}{L} = 1 \times 10^3 \frac{kg}{m^3}$$

$$\rho_2 := 9.608 \cdot 10^2 \cdot \frac{kg}{m^3}$$

$$k_1 := 0.321 \cdot \frac{kcal}{hr \cdot m \cdot K} = 373.323 \times 10^{-3} \frac{m \cdot kg}{K \cdot s^3}$$

$$k_2 := 0.6786 \cdot \frac{W}{m \cdot K}$$

$$n_{canales1} := \frac{n_{placas} + 1}{2}$$

$$n_{canales2} := \frac{n_{placas} + 1}{2}$$

$$m_{canal1} := \frac{m_1}{n_{canales1}}$$

$$m_{canal2} := \frac{m_2}{n_{canales2}}$$

$$v_1 := \frac{m_1}{\rho_1 \cdot S_{canal} \cdot \left( \frac{n_{placas} + 1}{2} \right)} = 218.254 \times 10^{-3} \frac{m}{s}$$

$$v_2 := \frac{m_2}{\rho_2 \cdot S_{canal} \cdot \left( \frac{n_{placas} + 1}{2} \right)} = 227.159 \times 10^{-3} \frac{m}{s}$$

$$Re_1 := \frac{v_1 \cdot l_c \cdot \rho_1}{\mu_1} = 1.106 \times 10^3$$

$$Re_2 := \frac{v_2 \cdot l_c \cdot \rho_2}{\mu_2} = 2.858 \times 10^3$$

$$Pr_1 := \frac{Cp_1 \cdot \mu_1}{k_1} = 7.991$$

$$Pr_2 := \frac{Cp_2 \cdot \mu_2}{k_2} = 1.744$$

$$Nu_1 := 0.4 \cdot Pr_1^{0.4} \cdot Re_1^{0.64} \quad h_1 := \frac{Nu_1 \cdot k_1}{l_c}$$

$$Nu_2 := 0.4 \cdot Pr_2^{0.4} \cdot Re_2^{0.64} \quad h_2 := \frac{Nu_2 \cdot k_2}{l_c}$$

NOTA: Las propiedades del agua se han obtenido de la siguiente página web:

<http://www.mhtl.uwaterloo.ca/old/onlinetools/airprop/airprop.html>

$$C_{\min} := \min(m_1 \cdot Cp_1, m_2 \cdot Cp_2) = 1.215 \times 10^3 \frac{\text{m}^2 \cdot \text{kg}}{\text{K} \cdot \text{s}^3}$$

$$C_{\max} := \max(m_1 \cdot Cp_1, m_2 \cdot Cp_2) = 1.246 \times 10^3 \frac{\text{m}^2 \cdot \text{kg}}{\text{K} \cdot \text{s}^3}$$

$$C_R := \frac{C_{\min}}{C_{\max}} = 975.346 \times 10^{-3} \quad \epsilon := \frac{m_1 \cdot Cp_1 \cdot (T_{\text{ice}} - T_{\text{ics}})}{C_{\min} \cdot (T_{\text{ice}} - T_{\text{ici}})} = 600.362 \times 10^{-3}$$

$$NTU_{\min} := \frac{\ln\left(\frac{1 - C_R \cdot \epsilon}{1 - \epsilon}\right)}{1 - C_R} = 1.475$$

$$U := \frac{1}{\frac{1}{h_1} + \frac{e_{\text{placa}}}{k_m} + \frac{1}{h_2} + 2 \cdot R_{\text{cont}}} = 3.257 \times 10^3 \frac{\text{kg}}{\text{K} \cdot \text{s}^3}$$

Valor inicial, obtenido fijando el número de placas a un valor inicial.

Dado

$$NTU_{\min} = \frac{U \cdot A_{\text{util}} \cdot n_{\text{placas}}}{C_{\min}}$$

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_1} + \frac{e_{\text{placa}}}{k_m} + \frac{1}{h_2} + 2 \cdot R_{\text{cont}}}$$

$$h_1 = \frac{Nu_1 \cdot k_1}{l_c}$$

$$h_2 = \frac{Nu_2 \cdot k_2}{l_c}$$

$$Re_1 = \frac{v_1 \cdot l_c \cdot \rho_1}{\mu_1}$$

$$Re_2 = \frac{v_2 \cdot l_c \cdot \rho_2}{\mu_2}$$

$$Nu_1 = 0.4 \cdot Pr_1^{0.4} \cdot Re_1^{0.64}$$

$$Nu_2 = 0.4 \cdot Pr_2^{0.4} \cdot Re_2^{0.64}$$

$$v_1 = \frac{m_1}{\rho_1 \cdot S_{\text{canal}} \cdot \left(\frac{n_{\text{placas}} + 1}{2}\right)}$$

$$v_2 = \frac{m_2}{\rho_2 \cdot S_{\text{canal}} \cdot \left(\frac{n_{\text{placas}} + 1}{2}\right)}$$

$$\begin{pmatrix} U_s \\ \eta_{\text{placas.s}} \\ v_{1.s} \\ Re_{1.s} \\ Nu_{1.s} \\ h_{1.s} \\ v_{2.s} \\ Re_{2.s} \\ Nu_{2.s} \\ h_{2.s} \end{pmatrix} := \text{Find} \left( \frac{U}{\frac{W}{m^2 \cdot K}}, \eta_{\text{placas}}, \frac{v_1}{\frac{m}{s}}, Re_1, Nu_1, \frac{h_1}{\frac{W}{m^2 \cdot K}}, \frac{v_2}{\frac{m}{s}}, Re_2, Nu_2, \frac{h_2}{\frac{W}{m^2 \cdot K}} \right)$$

$U_s$	
$\eta_{\text{placas.s}}$	1
$v_{1.s}$	2.317·10 <sup>3</sup>
$Re_{1.s}$	2
$Nu_{1.s}$	29.397
$h_{1.s}$	3
$v_{2.s}$	100.52·10 <sup>-3</sup>
$Re_{2.s}$	4
$Nu_{2.s}$	509.302
$h_{2.s}$	5
	49.609
	6
	4.874·10 <sup>3</sup>
	7
	104.621·10 <sup>-3</sup>
	8
	1.316·10 <sup>3</sup>
	9
	49.552
	10
	8.849·10 <sup>3</sup>

Como el número de placas ha de ser entero e impar, redondeamos el valor solución de  $\eta_{\text{placas.s}}$ . Ése será el número de placas tomado. Por tanto, con ese nuevo número de placas volvemos a obtener los valores de las variables.

$$\eta_{\text{placas.solución}} := 29$$

$$v_{1.\text{solución}} := \frac{m_1}{\rho_1 \cdot S_{\text{canal}} \cdot \left( \frac{\eta_{\text{placas.solución}} + 1}{2} \right)} = 101.852 \times 10^{-3} \frac{m}{s}$$

$$v_{2.\text{solución}} := \frac{m_2}{\rho_2 \cdot S_{\text{canal}} \cdot \left( \frac{\eta_{\text{placas.solución}} + 1}{2} \right)} = 106.007 \times 10^{-3} \frac{m}{s}$$

$$Re_{1.\text{solución}} := \frac{v_{1.\text{solución}} \cdot l_c \cdot \rho_1}{\mu_1} = 516.049$$

$$Re_{2.\text{solución}} := \frac{v_{2.\text{solución}} \cdot l_c \cdot \rho_2}{\mu_2} = 1.334 \times 10^3$$

$$Nu_{1.\text{solución}} := 0.4 \cdot Pr_1^{0.4} \cdot Re_{1.\text{solución}}^{0.64} = 50.028$$

$$Nu_{2.\text{solución}} := 0.4 \cdot Pr_2^{0.4} \cdot Re_{2.\text{solución}}^{0.64} = 49.971$$

$$h_{1.\text{solución}} := \frac{Nu_{1.\text{solución}} \cdot k_1}{l_c} = 4.915 \times 10^3 \frac{kg}{K \cdot s^3}$$

$$h_{2.\text{solución}} := \frac{Nu_{2.\text{solución}} \cdot k_2}{l_c} = 8.924 \times 10^3 \frac{kg}{K \cdot s^3}$$

Finalmente, el valor de U será:

$$U_{\text{solución}} := \frac{1}{\frac{1}{h_{1.\text{solución}}} + \frac{e_{\text{placa}}}{k_m} + \frac{1}{h_{2.\text{solución}}} + 2 \cdot R_{\text{cont}}} = 2.332 \times 10^3 \frac{\text{kg}}{\text{K} \cdot \text{s}^3}$$

$$\Delta T_{\text{lm}} := \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln\left(\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}\right)} = 3.183 \text{ K}$$

$$A_{T.\text{util}} := A_{\text{util}} \cdot n_{\text{placas.solución}} = 763.158 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

$$Q_{\text{int}} := U_{\text{solución}} \cdot A_{T.\text{util}} \cdot \Delta T_{\text{lm}} = 5.664 \times 10^3 \text{ W}$$

Hemos obtenido un valor mucho menor que el aconsejado por el PCT. Sin embargo, los cálculos son mucho más exactos y concretos que los hechos en el caso del PCT, pues tan sólo se trata de un valor aproximado.

$$P_{\text{int.mínima}} = 11.025 \times 10^3 \text{ W}$$

### Pérdida de carga en el intercambiador

#### Fluido caliente = Agua

$$Re_{1.\text{solución}} = 516.049$$

Como estamos dentro del rango  $10 < Re_{1.\text{solución}} < 855$ , entonces:

$$C_1 := 1.141 \quad m_1 := -0.2$$

Por lo que:  $f_1 := C_1 \cdot Re_{1.\text{solución}}^{m_1} = 327.15 \times 10^{-3}$

$$\Delta P_1 := 4 \cdot f_1 \cdot \frac{a}{l_c} \cdot \frac{\rho_1 \cdot (v_{1.\text{solución}})^2}{2} = 446.552 \text{ Pa}$$

#### Fluido frío = Agua

$$Re_{2.\text{solución}} = 1.334 \times 10^3$$

Como estamos dentro del rango  $Re_{2.\text{solución}} > 855$ , entonces:

$$C_2 := 0.581 \quad m_2 := -0.1$$

Por lo que:  $f_2 := C_2 \cdot Re_{2.s}^{m_2} = 283.294 \times 10^{-3}$

Volumen de fluido almacenado en el circuito primario del intercambiador:

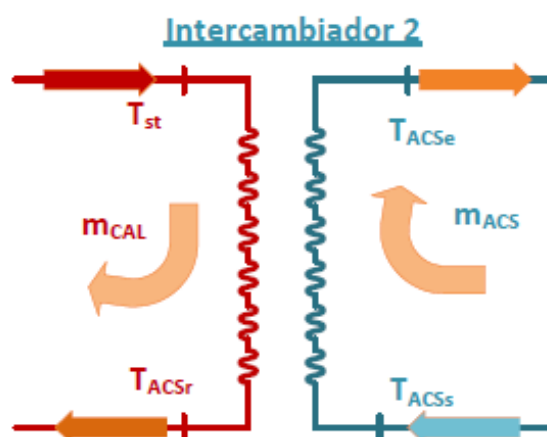
$$n_{\text{canales1.solución}} := \frac{n_{\text{placas.solución}} + 1}{2} = 15$$

$$V_{\text{int.1}} := V_{\text{canal}} \cdot n_{\text{canales1.solución}} = 750 \times 10^{-3} \text{ L}$$

$$\Delta P_2 := 4 \cdot f_2 \cdot \frac{a}{l_c} \cdot \frac{\rho_2 \cdot [(v_{2.\text{solución}})^2]}{2} = 402.466 \text{ Pa}$$

#### 14.2.4.2 Intercambiador 2

##### CÁLCULO DE INTERCAMBIADORES DE CALOR DE PLACAS.



Es el intercambiador situado entre el circuito terciario y el de consumo.

$n_{\text{colectores}} := 10$

Valores iniciales del intercambiador: alfanova HP 27.

$n_{\text{placas}} := 23$

número de placas del intercambiador. (Valor inicial)

$n_{\text{canales.total}} := n_{\text{placas}} + 1 = 24$

número de canales del intercambiador. (Valor inicial) .Por la mitad de ellos circulará el fluido caliente y por la otra mitad el fluido frío.

Datos del intercambiador: alfanova HP 27.

$a := 250 \cdot \text{mm} = 0.25 \text{ m}$

$b := 50 \cdot \text{mm} = 0.05 \text{ m}$

$c_{\text{av}} := 310 \cdot \text{mm} = 0.31 \text{ m}$

$d := 112 \cdot \text{mm} = 0.112 \text{ m}$

$A_{\text{av}} := 14 \cdot \text{mm} + (2.4 \cdot n_{\text{placas}}) \text{mm}$

$V_{\text{canal}} := 0.05 \cdot l$

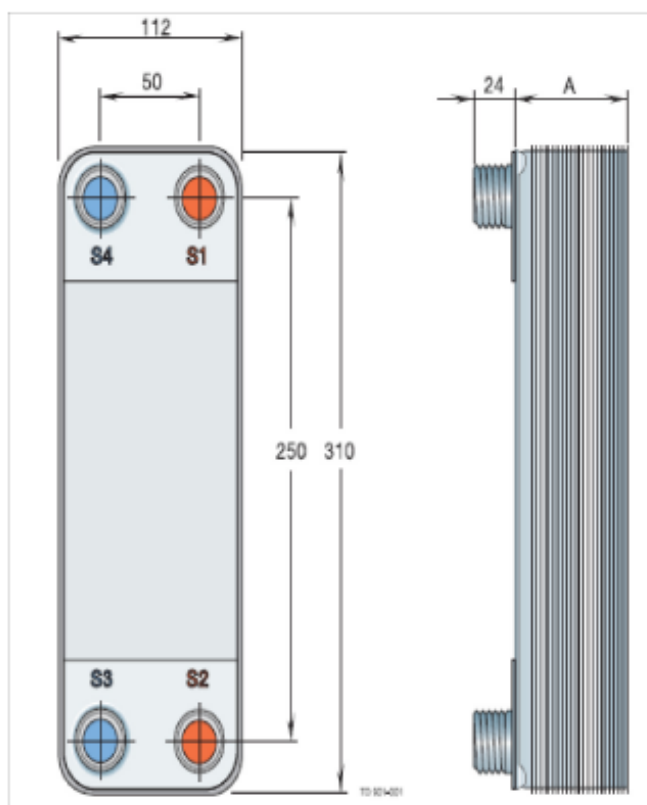
$e_{\text{placa}} := 0.5 \cdot \text{mm} = 0.001 \text{ m}$

$e_{\text{canal}} := 2.4 \cdot \text{mm} - e_{\text{placa}}$

$b_{\text{efectivo}} := \frac{V_{\text{canal}}}{(e_{\text{canal}} \cdot a)} = 0.105 \text{ m}$

Área útil proyectada.

$A_{\text{util}} := a \cdot b_{\text{efectivo}} = 0.026 \text{ m}^2$



Superficie del canal.

$$S_{\text{canal}} := e_{\text{canal}} \cdot b_{\text{efectivo}} = 0 \text{ m}^2$$

Longitud característica: es la distancia entre placas.

$$L_c := \frac{4 \cdot S_{\text{canal}}}{2 \cdot (e_{\text{canal}} + b_{\text{efectivo}})} = 0.004 \text{ m}$$

Longitud característica aproximada:  $l_c := 2 \cdot e_{\text{canal}} = 0.004 \text{ m}$

#### Datos de algunas resistencias.

$$R_{\text{cont}} := 4 \cdot 10^{-5} \cdot \frac{\text{m}^2 \cdot \text{K}}{\text{W}}$$

$$k_m := 15 \cdot \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}}$$

El material de las placas es acero inoxidable AISI 360.

#### DATOS DE LOS FLUIDOS

##### Fluido caliente = Agua

Los valores de las temperaturas los he tomado para el mes más caluroso (Agosto).

$$T_{\text{st}} := (105.3 + 273) \cdot \text{K}$$

$$T_{\text{ACSr}} := (103 + 273) \cdot \text{K}$$

$$T_{1,\text{media}} := \frac{T_{\text{st}} + T_{\text{ACSr}}}{2} = 377.15 \text{ K}$$

$$T_{1,\text{media}} - 273 \text{ K} = 104.15 \text{ K}$$

$$\Delta T_1 := T_{\text{st}} - T_{\text{ACSr}} = 2.3 \text{ K}$$

$$Cp_1 := 4.2162 \cdot 10^3 \cdot \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$$

$$m_{\text{ACS}} := n_{\text{colectores}} \cdot \frac{110}{3600} \frac{\text{kg}}{\text{s}} = 0.306 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

$$m_1 := m_{\text{ACS}} \quad \text{Durante los meses de verano, no hay calefacción, por lo que } m_T = m_1 \text{ (circuito primario o del primer intercamb)} = m_{\text{ACS}}$$

##### Fluido frío = Agua

$$T_{\text{ACSS}} := (102 + 273) \cdot \text{K}$$

$$T_{\text{ACSe}} := (105 + 273) \cdot \text{K}$$

$$T_{2,\text{media}} := \frac{T_{\text{ACSS}} + T_{\text{ACSe}}}{2} = 376.5 \text{ K}$$

$$T_{2,\text{media}} - 273 \text{ K} = 103.5 \text{ K}$$

$$\Delta T_2 := T_{\text{ACSe}} - T_{\text{ACSS}} = 3 \text{ K}$$

$$Cp_2 := 4.086 \cdot 10^3 \cdot \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}} = 4086 \frac{\text{m}^2}{\text{K} \cdot \text{s}^2}$$

$$m_2 := m_1$$

Propiedades del fluido a la temperatura  $T_{1,\text{media}}$

$$\mu_1 := 2.816 \cdot 10^{-4} \cdot \frac{\text{kg}}{\text{m} \cdot \text{s}}$$

$$\rho_1 := 9.585 \cdot 10^2 \cdot \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$$k_1 := 0.6779 \cdot \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}}$$

$$\mu_2 := 2.633 \cdot 10^{-4} \cdot \frac{\text{kg}}{\text{m} \cdot \text{s}} = 0 \frac{\text{kg}}{\text{m} \cdot \text{s}}$$

$$\rho_2 := 9.540 \cdot 10^2 \cdot \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$$k_2 := 0.6825 \cdot \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}}$$



$$n_{\text{canales1}} := \frac{n_{\text{placas}} + 1}{2}$$

$$m_{\text{canal1}} := \frac{m_1}{n_{\text{canales1}}}$$

$$v_1 := \frac{m_1}{\rho_1 \cdot S_{\text{canal}} \cdot \left( \frac{n_{\text{placas}} + 1}{2} \right)} = 0.133 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$Re_1 := \frac{v_1 \cdot l_c \cdot \rho_1}{\mu_1} = 1718.027$$

$$Pr_1 := \frac{Cp_1 \cdot \mu_1}{k_1} = 1.751$$

$$Nu_1 := 0.4 \cdot Pr_1^{0.4} \cdot Re_1^{0.64}$$

$$h_1 := \frac{Nu_1 \cdot k_1}{l_c}$$

$$n_{\text{canales2}} := \frac{n_{\text{placas}} + 1}{2}$$

$$m_{\text{canal2}} := \frac{m_2}{n_{\text{canales2}}}$$

$$v_2 := \frac{m_2}{\rho_2 \cdot S_{\text{canal}} \cdot \left( \frac{n_{\text{placas}} + 1}{2} \right)} = 0.133 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$Re_2 := \frac{v_2 \cdot l_c \cdot \rho_2}{\mu_2} = 1837.434$$

$$Pr_2 := \frac{Cp_2 \cdot \mu_2}{k_2} = 1.576$$

$$Nu_2 := 0.4 \cdot Pr_2^{0.4} \cdot Re_2^{0.64}$$

$$h_2 := \frac{Nu_2 \cdot k_2}{l_c}$$

Los valores de las propiedades del agua han sido obtenidas del siguiente enlace:

<http://www.mhtl.uwaterloo.ca/old/onlinetools/airprop/airprop.html>

$$C_{\min} := \min(m_1 \cdot Cp_1, m_2 \cdot Cp_2) = 1.248 \times 10^3 \frac{\text{m}^2 \cdot \text{kg}}{\text{K} \cdot \text{s}^3}$$

$$C_{\max} := \max(m_1 \cdot Cp_1, m_2 \cdot Cp_2) = 1.288 \times 10^3 \frac{\text{m}^2 \cdot \text{kg}}{\text{K} \cdot \text{s}^3}$$

$$C_R := \frac{C_{\min}}{C_{\max}} = 0.969$$

$$\epsilon := \frac{m_1 \cdot Cp_1 \cdot (T_{\text{st}} - T_{\text{ACSR}})}{C_{\min} \cdot (T_{\text{st}} - T_{\text{ACSS}})} = 0.719$$

$$NTU_{\min} := \frac{\ln\left(\frac{1 - C_R \cdot \epsilon}{1 - \epsilon}\right)}{1 - C_R} = 2.465$$

$$U := \frac{1}{\frac{1}{h_1} + \frac{e_{\text{placa}}}{k_m} + \frac{1}{h_2} + 2 \cdot R_{\text{cont}}} = 3299.534 \frac{\text{kg}}{\text{K} \cdot \text{s}^3}$$

Valor inicial, obtenido fijando el número de placas a un valor inicial.

Dado

$$NTU_{\min} = \frac{U \cdot A_{\text{util}} \cdot n_{\text{placas}}}{C_{\min}}$$

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_1} + \frac{e_{\text{placa}}}{k_m} + \frac{1}{h_2} + 2 \cdot R_{\text{cont}}}$$

$$h_1 = \frac{Nu_1 \cdot k_1}{l_c}$$

$$h_2 = \frac{Nu_2 \cdot k_2}{l_c}$$

$$Re_1 = \frac{v_1 \cdot l_c \cdot \rho_1}{\mu_1}$$

$$Re_2 = \frac{v_2 \cdot l_c \cdot \rho_2}{\mu_2}$$

$$Nu_1 = 0.4 \cdot Pr_1^{0.4} \cdot Re_1^{0.64}$$

$$Nu_2 = 0.4 \cdot Pr_2^{0.4} \cdot Re_2^{0.64}$$

$$v_1 = \frac{m_1}{\rho_1 \cdot S_{\text{canal}} \cdot \left( \frac{n_{\text{placas}} + 1}{2} \right)}$$

$$v_2 = \frac{m_2}{\rho_2 \cdot S_{\text{canal}} \cdot \left( \frac{n_{\text{placas}} + 1}{2} \right)}$$

$$\begin{pmatrix} U_s \\ n_{\text{placas.s}} \\ v_{1.s} \\ Re_{1.s} \\ Nu_{1.s} \\ h_{1.s} \\ v_{2.s} \\ Re_{2.s} \\ Nu_{2.s} \\ h_{2.s} \end{pmatrix} := \text{Find} \left( \frac{U}{\frac{W}{m^2 \cdot K}}, n_{\text{placas}}, \frac{v_1}{\frac{m}{s}}, Re_1, Nu_1, \frac{h_1}{\frac{W}{m^2 \cdot K}}, \frac{v_2}{\frac{m}{s}}, Re_2, Nu_2, \frac{h_2}{\frac{W}{m^2 \cdot K}} \right)$$

$U_s$	
$n_{\text{placas.s}}$	1
$v_{1.s}$	2409.629
$Re_{1.s}$	48.528
$Nu_{1.s}$	0.064
$h_{1.s}$	832.505
$v_{2.s}$	37.022
$Re_{2.s}$	6604.577
$Nu_{2.s}$	0.065
$h_{2.s}$	890.366
	37.055
	6655.209

Como el número de placas ha de ser entero, redondeamos el valor solución de  $n_{\text{placas.s}}$ . Ése será el número de placas tomado. Por tanto, con ese nuevo número de placas volvemos a obtener los valores de las variables.

$$n_{\text{placas.solución}} := \text{ceil}(n_{\text{placas.s}}) = 49$$

$$v_{1.\text{solución}} := \frac{m_1}{P_1 \cdot S_{\text{canal}} \cdot \left( \frac{n_{\text{placas.solución}} + 1}{2} \right)} = 0.064 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$v_{2.\text{solución}} := \frac{m_2}{P_2 \cdot S_{\text{canal}} \cdot \left( \frac{n_{\text{placas.solución}} + 1}{2} \right)} = 0.064 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$Re_{1.\text{solución}} := \frac{v_{1.\text{solución}} \cdot l_c \cdot P_1}{\mu_1} = 824.653$$

$$Re_{2.\text{solución}} := \frac{v_{2.\text{solución}} \cdot l_c \cdot P_2}{\mu_2} = 881.968$$

$$Nu_{1.\text{solución}} := 0.4 \cdot Pr_1^{0.4} \cdot Re_{1.\text{solución}}^{0.64} = 36.798$$

$$Nu_{2.\text{solución}} := 0.4 \cdot Pr_2^{0.4} \cdot Re_{2.\text{solución}}^{0.64} = 36.831$$

$$h_{1.\text{solución}} := \frac{Nu_{1.\text{solución}} \cdot k_1}{l_c} = 6564.639 \frac{\text{kg}}{\text{K} \cdot \text{s}^3}$$

$$h_{2.\text{solución}} := \frac{Nu_{2.\text{solución}} \cdot k_2}{l_c} = 6614.965 \frac{\text{kg}}{\text{K} \cdot \text{s}^3}$$

Finalmente, el valor de U será:

$$U_{\text{solución}} := \frac{1}{\frac{1}{h_{1.\text{solución}}} + \frac{e_{\text{placa}}}{k_m} + \frac{1}{h_{2.\text{solución}}} + 2 \cdot R_{\text{cont}}} = 2399.019 \frac{\text{kg}}{\text{K} \cdot \text{s}^3}$$

$$\frac{U_{\text{solución}} \cdot A_{\text{util}} \cdot n_{\text{placas.solución}}}{C_{\min}} = 2.478$$

$$NTU_{\min} = 2.465$$

$$\Delta T_{\text{lm}} := \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln \left( \frac{\Delta T_2}{\Delta T_1} \right)} = 2.635 \text{ K}$$

$$A_{T.\text{util}} := A_{\text{util}} \cdot n_{\text{placas.solución}} = 1.289 \text{ m}^2$$

$$Q_{\text{int}} := U_{\text{solución}} \cdot A_{T.\text{util}} \cdot \Delta T_{\text{lm}} = 8149.811 \text{ W}$$

### Pérdida de carga en el intercambiador

Fluido caliente = Agua

$$Re_{1.\text{solución}} = 824.653$$

Como estamos dentro del rango  $10 < Re_{1.\text{solución}} < 855$ , entonces:

$$C_1 := 1.141 \quad m_{\text{canal}} := -0.2$$

Por lo que:

$$f_1 := C_1 \cdot Re_{1.\text{solución}}^{m_1} = 0.298$$

$$\Delta P_1 := 4 \cdot f_1 \cdot \frac{a}{l_c} \cdot \frac{P_1 \cdot (v_{1.\text{solución}})^2}{2} = 152.71 \text{ Pa}$$

Fluido frío = Agua

$$Re_{2.solución} = 881.968$$

Como estamos dentro del rango  $Re_{2.solución} > 855$ , entonces:

$$C_2 := 0.581 \quad m_2 := -0.1$$

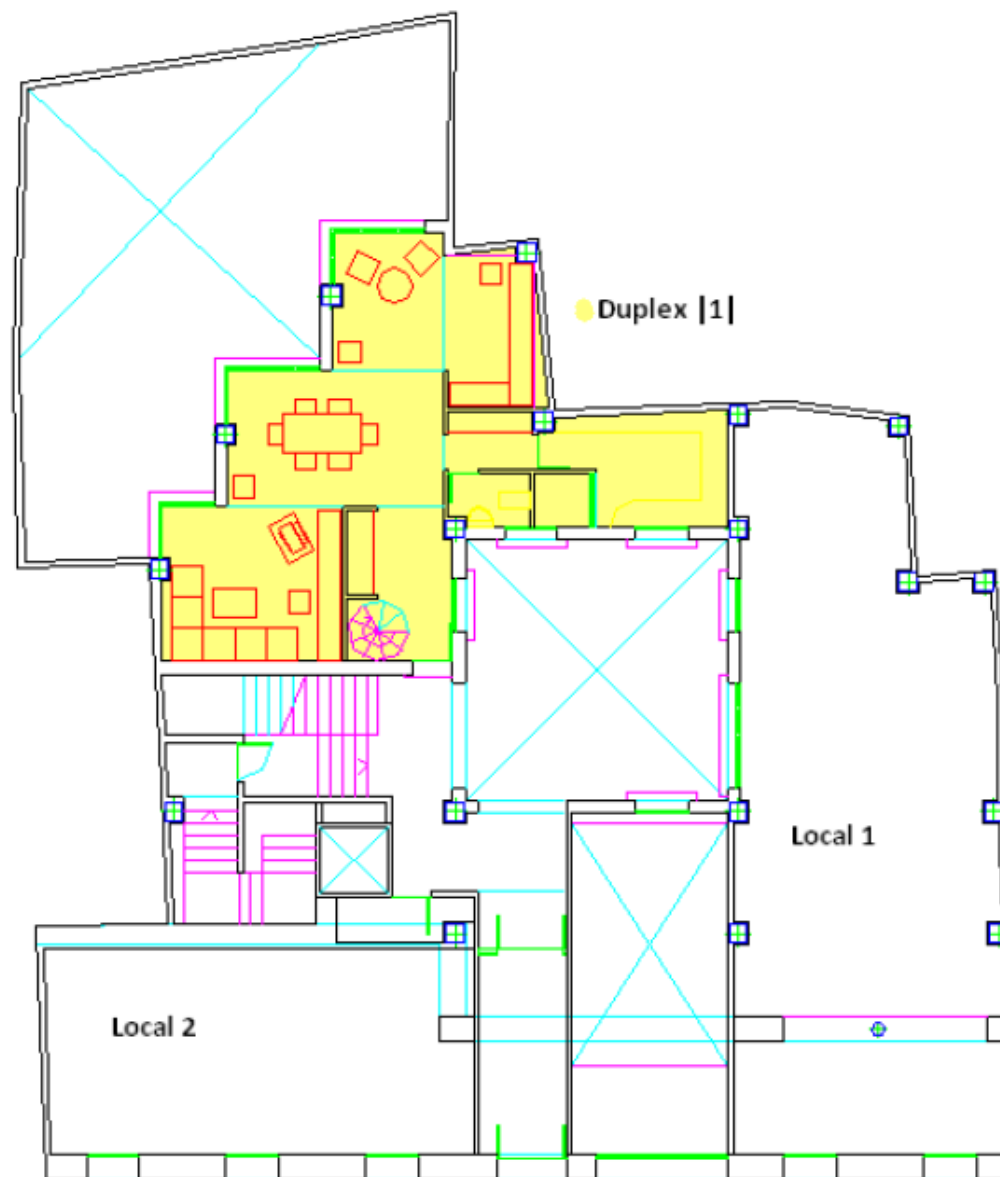
$$\text{Por lo que:} \quad f_2 := C_2 \cdot Re_{2.s}^{m_2} = 0.295$$

$$\Delta P_2 := 4 \cdot f_2 \cdot \frac{a}{l_c} \cdot \frac{\rho_2 \cdot \left[ (v_{2.solución})^2 \right]}{2} = 151.739 \text{ Pa}$$

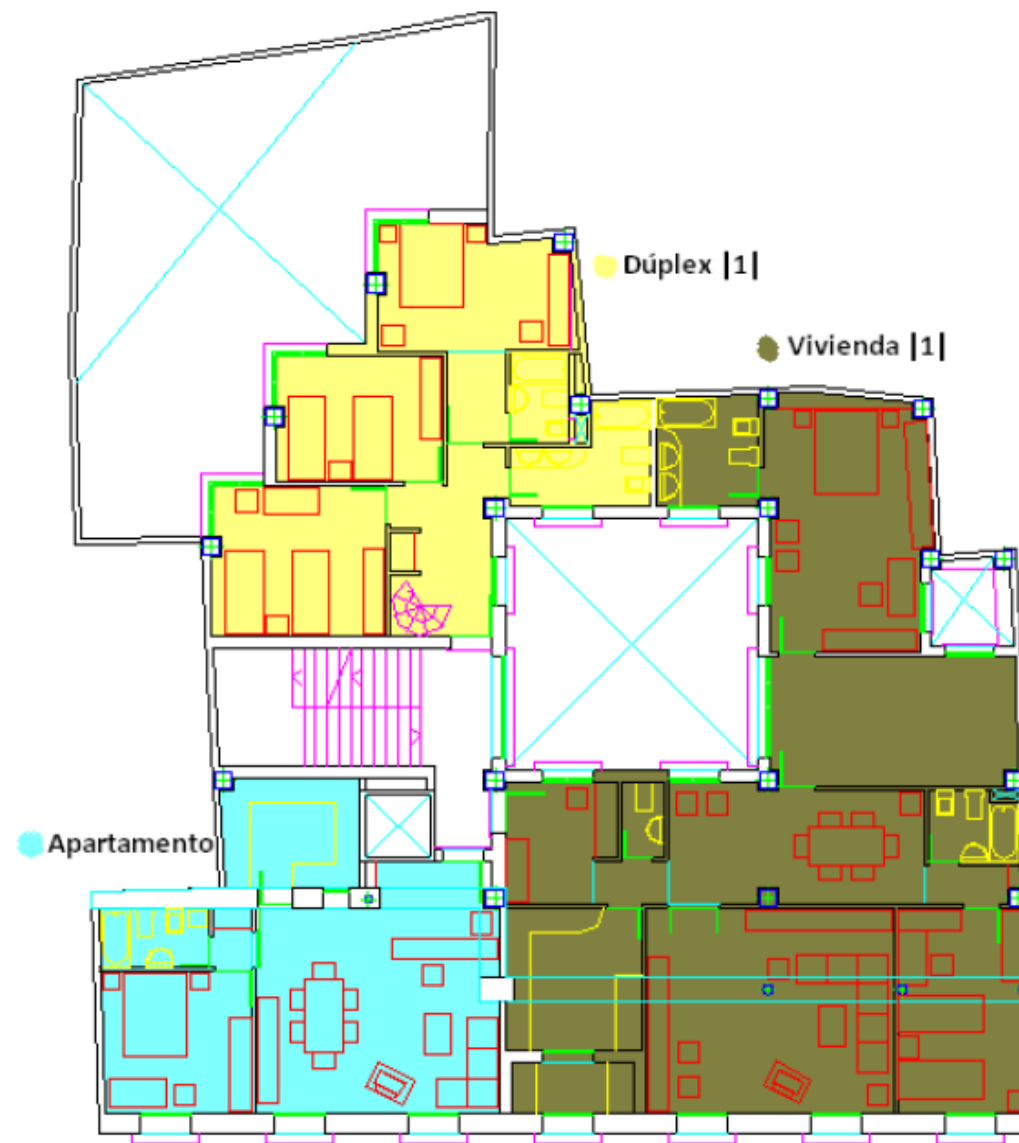
### 14.3 Planos del edificio

#### 14.3.1 Usos de las viviendas

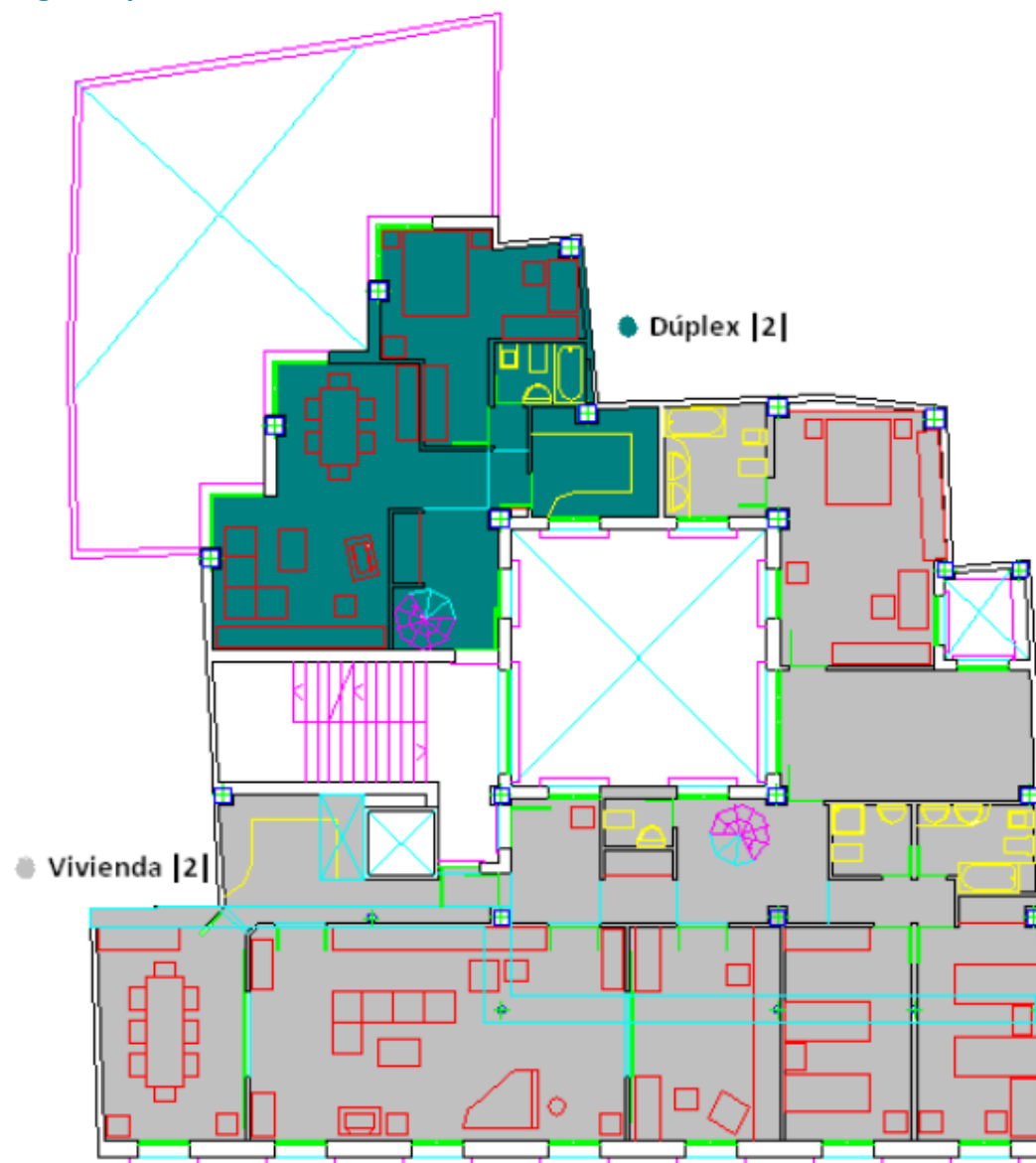
#### 14.3.2 Usos planta baja



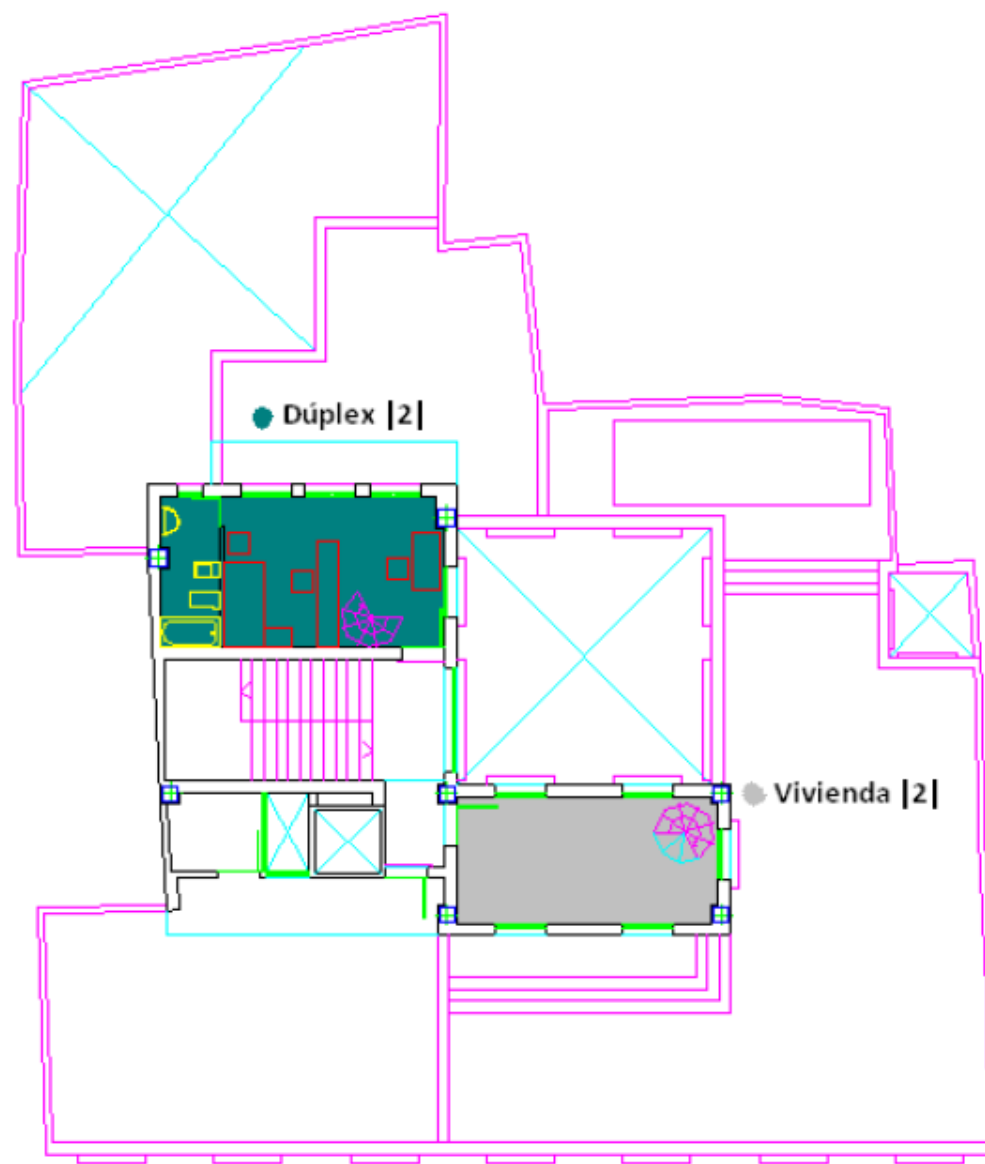
### 14.3.3 Usos y superficies de la primera planta



#### 14.3.4 Usos y superficies de la segunda planta



### 14.3.5 Usos y superficies de la tercera planta





## 14.4 Manuales de componentes

### 14.4.1 Captadores solares

Manual de uso y mantenimiento Isotherm Plus



#### CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS

**isofotón**  
*el sol al servicio del hombre*





FÁBRICA: PARQUE TECNOLÓGICO ANDALUCÍA (PTA) C/ Severo Ochoa, 50. 29590 Málaga (España) Tel: +34 951 23 35 00 Email: [isofoton.m@isofoton.com](mailto:isofoton.m@isofoton.com)  
OFICINA COMERCIAL: ISOFOTÓN C/ Montalbán, 9. 28014 Madrid (España) Tel: +34 91 414 78 00 Fax: +34 91 414 79 00 Email: [isofoton@isofoton.com](mailto:isofoton@isofoton.com)

### CAPTADOR ISOTHERM PLUS

FORMATO	
TIPO	Parrilla
MATERIAL TUBOS DISTRIBUIDORES	Cobre 22 x 1 (UNE-EN 1057 y UNE-EN 12165)
MATERIAL TUBOS SECUNDARIOS	Cobre 8 x 0,5 (UNE-EN 1057 y UNE-EN 12165)
NÚMERO DE TUBOS SECUNDARIOS	10
SEPARACIÓN ENTRE TUBOS SECUNDARIOS	100 mm
SOLDADURA	Soldadura fuerte, cobre fósforo plata

BANDA SELECTIVA	
MATERIAL	Cobre con recubrimiento de óxido de titanio
DIMENSIONES	2205 x 1000 x 0,2 mm
ABSORTIVIDAD	0,95 ± 2%
EMISIVIDAD	0,05 ± 2%

ABSORBEDOR	
UNIÓN BANDA - TUBO	Soldadura por ultrasonidos
SUPERFICIE DE ABSORCIÓN	2,205 m <sup>2</sup>
CAPACIDAD	1,5 l
PRESIÓN MÁX. DE TRABAJO	8 Kg / cm <sup>2</sup>
PRESIÓN DE PRUEBA	16 Kg / cm <sup>2</sup>
PESO EN FUNCIONAMIENTO	9,1 Kg
PESO EN VACÍO	7,6 Kg



[www.isofoton.com](http://www.isofoton.com)

**CUBIERTA DE VIDRIO**

TIPO	Solar templado
ESPESOR	4 mm
CONTENIDO EN HIERRO	< 0,05 %
DIMENSIONES	2225 x 1021 mm
TRANSMITANCIA	91 %
JUNTA DE ESTANQUEIDAD	EPDM

 **AISLAMIENTO**

MATERIAL	Lana de roca
ESPESOR LATERAL Y TRASERO	25 mm y 55 mm
CONDUCTIVIDAD	0,036 W/mK
COMPORTAMIENTO AL AGUA	No higroscópico (BS-2972)

**CAJA**

MATERIAL	Aluminio anodizado
DIMENSIONES	2278 x 1075 x 110 mm
SUPERFICIE BRUTA	2,4 m <sup>2</sup>

**PESO**

PESO EN FUNCIONAMIENTO	49,5 Kg
PESO EN VACÍO	48 Kg

**OTROS**

CURVA DE EFICIENCIA EN 12975	$\eta_0$ : 0,773; $k_1$ : 3,243 W/m <sup>2</sup> K $k_2$ : 0,014 W/m <sup>2</sup> K <sup>2</sup>
POTENCIA TÉRMICA	1,54 kW
GARANTÍA	10 años
EMBALAJE, N° CAPTADORES / PALET	15 unidades

**OBSERVACIONES**

- Opción recomendada: kit de interconexión compuesto por manguitos, tapones ciegos y manguitos M3/4 entrada/salida.
- Todas las especificaciones están sujetas a cambio sin previo aviso. Para conocer más detalles, por favor, visite [www.isofoton.com](http://www.isofoton.com)

Edición: Febrero 2009

## EFICIENCIA DEL CAPTADOR

La eficiencia de un captador solar nos permite evaluar la cantidad de energía transmitida al fluido de trabajo a partir de ciertos parámetros.

Responde a la siguiente expresión:

$$\eta = \eta_0 - k_1 \frac{(t_e - t_a)}{G} - k_2 \frac{(t_e - t_a)^2}{G}$$

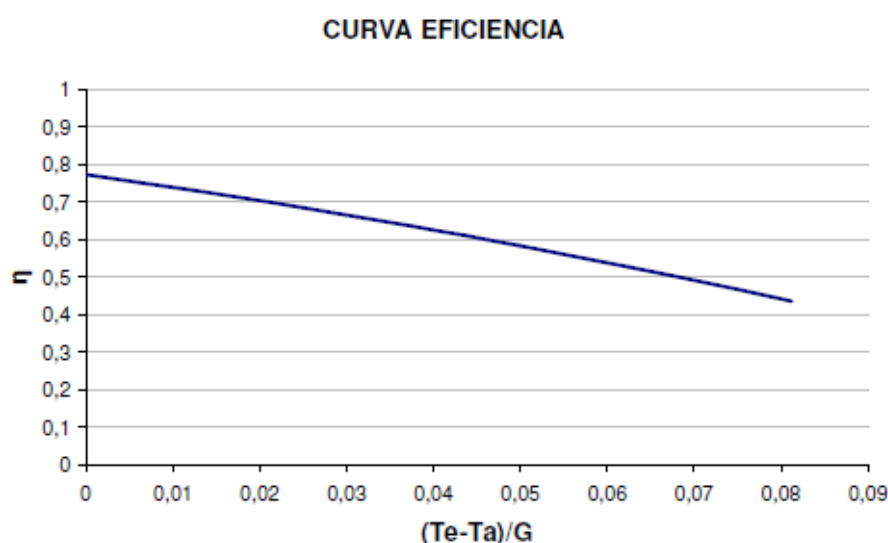
El rendimiento del captador depende de  $t_e$  (temperatura de entrada del fluido al captador, °C),  $t_a$  (temperatura ambiente, °C) y  $G$  (radiación global sobre el plano del captador, W/m<sup>2</sup>). Estos parámetros representan las condiciones climáticas,  $\eta_0$  representa el coeficiente óptico del captador y  $k_1$ ;  $k_2$  son los coeficientes de pérdidas térmicas.

Estos coeficientes se miden mediante ensayos experimentales en laboratorios especializados. Los coeficientes del Isotherm Plus según la normativa UNE EN 12975 (Instituto Franhoufer) son:

$$\eta_0 = 0.773$$

$$k_1 = 3.243 \text{ W/m}^2\text{K}$$

$$k_2 = 0.014 \text{ W/m}^2\text{K}^2$$

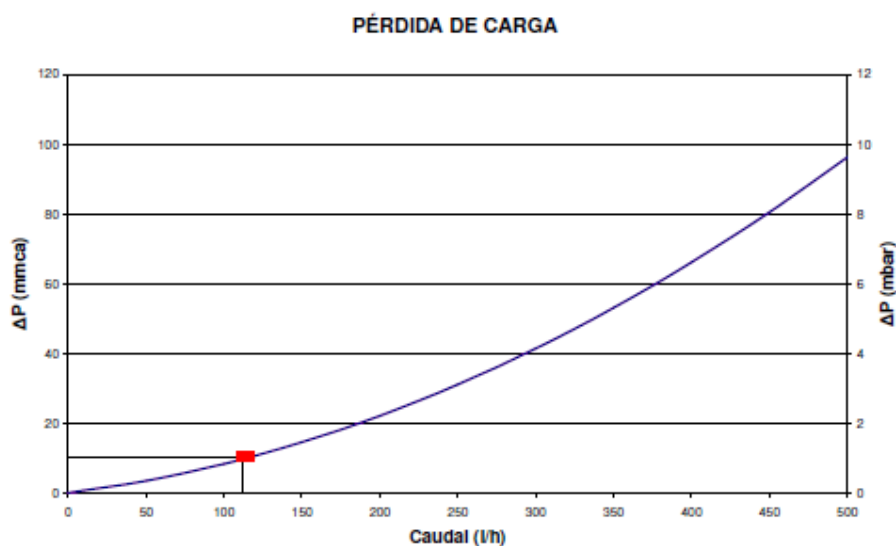




## CURVA DE PÉRDIDA DE CARGA

La curva de pérdida de carga para el Isotherm Plus cumple la siguiente ecuación. Para el caudal recomendado 110 l/h la pérdida de carga obtenida es  $\Delta p$  (110 l/h) = 9,5 mmca.

$$\Delta P = 0,0056 * Q(l/h) + 2,727 * 10^{-5} * Q^2(l/h)$$



## CARGA MÁXIMA DE VIENTO Y NIEVE

La carga máxima de nieve o viento admisible sobre el colector será de aquella que genere una presión sobre este de 1000 Pa.

## 14.4.2 Tanques de almacenamiento



### COMPONENTES PARA CIRCUITO TERMOHIDRÁULICO

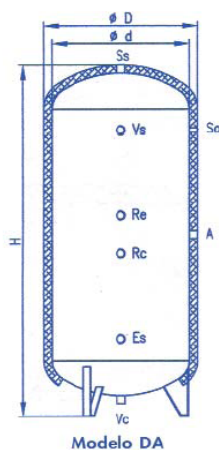
## CORDIVARI

**PORTES A CARGO  
DEL COMPRADOR**

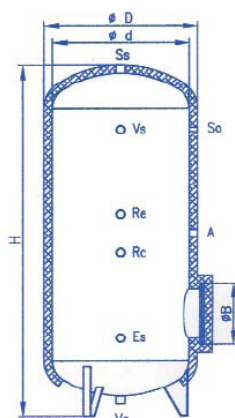


D  
E  
P  
Ó  
S  
I  
T  
O  
S  
  
T  
É  
R  
M  
I  
C  
O  
S

Es = entrada del circuito secundario  
Ss = salida del circuito secundario  
Vs = válvula de seguridad  
Re = conexión para resistencia eléctrica  
Rc = recirculación  
A = conexión para ánodo 1" 1/4  
Vc = vaciado  
So = termómetro-sonda 1/2"



Modelo DA



Modelo DAB

### DEPOSITOS TÉRMICOS (sólo acumulación). POLYWARM

Los depósitos son fabricados con chapas de calidad y procesos automáticos de soldadura en atmósfera controlada.

TIPO HIDROFLONADO. Tratamiento anticorrosivo interno con revestimiento de endurecimiento térmico con aplicación electrostática y cocimiento en horno a temperatura de 200°C (tratamiento que prevee la idoneidad alimenticia según directiva CEE 76/83) barnizado externo en polvo.

Presión máxima de trabajo: 6 bar

Presión de ensayo: 9 bar

Temperatura máxima de trabajo: 95°C

Espesor del aislamiento: 50 mm

Bajo demanda: Versión horizontal. Cuadro de mandos y control.

MODELO DA: Depósito térmico hidroflonado con aislamiento flexible montado sobre depósito con terminación en PVC con cremallera y protección catódica con ánodo sacrificable.

MODELO DAB: Depósito térmico como DA, pero con boca de inspección

#### Modelo DA

CÓDIGO	CAPACIDAD litros	D mm	H mm	Es-Vs Re-Rc	Ss	Vc	B mm	DTO
888.6250	200	550	1.450	1" 1/4	1" 1/4	1" 1/4		01
888.6252	300	650	1.550	1" 1/4	1" 1/4	1" 1/4		01

#### Modelo DAB

CÓDIGO	CAPACIDAD litros	D mm	H mm	Es-Vs Re-Rc	Ss	Vc	B mm	DTO
888.6255	500	750	1.841	1" 1/4	1" 1/4	1" 1/4	300	01
888.6257	750	850	2.138	1" 1/2	1" 1/4	1" 1/4	384	01
888.6259	1.000	950	2.193	1" 1/2	1" 1/2	1" 1/2	384	01
888.6261	1.500	1.050	2.428	2"	2"	2"	384	01
888.6263	2.000	1.200	2.499	2"	2"	2"	430	01
888.6265	3.000	1.350	2.894	2"	2"	2"	430	01
888.6267	4.000	1.550	2.918	3"	3"	2"	430	01
888.6269	5.000	1.700	2.938	3"	3"	2"	430	01

### 14.4.3 Intercambiadores de calor

#### Intercambiadores de calor soldados

AlfaNova 27, 52 & 76

## AlfaNova 27, 52 & 76

### AlfaNova 27, 52 & 76 - Échangeurs thermiques à plaques brasées par fusion

#### Información general:

AlfaNova est un type entièrement nouveau d'échangeur thermique à plaques (PHE), le premier échangeur thermique au monde composé à 100 % d'acier inoxydable. Il est basé sur la nouvelle technologie révolutionnaire d'Alfa Laval, Alfa Fusion, une technique d'assemblage de composants en acier inoxydable.

Les échangeurs thermiques AlfaNova conviennent parfaitement aux applications très exigeantes en matière de propreté, aux applications employant de l'ammoniaque ou aux applications ne tolérant pas la contamination par le cuivre ou le nickel. Sa haute résistance à la corrosion le rend hygiénique et écologique.

Es extremadamente compacto comparado con su capacidad para resistir grandes demandas de tensiones en aplicaciones de transferencia de calor.

#### Aplicaciones

##### En refrigeración:

- Enfriador de aceite
- Condensador
- Evaporador
- Economizador
- Subenfriador
- Sistemas de absorción

##### Otras aplicaciones principales:

- Calentador de agua doméstico
- Refrigeración de un proceso
- Enfriamiento de aceite hidráulico
- Refrigeración por láser
- Higiénico/sanitario
- Agua/refrigeración y calentamiento con agua

#### Principios de funcionamiento

La superficie de calentamiento está compuesta por placas onduladas de metal delgado superpuestas. Los canales formados entre ellas tienen orificios en las esquinas para que los dos líquidos circulen por canales alternos, siempre a contracorriente. Las placas tienen los bordes soldados, manteniendo el líquido encerrado en la unidad. Los puntos de contacto de las placas también están termosoldados, para soportar la presión del líquido circulante.

#### Diseño estándar

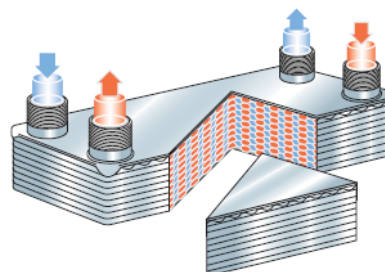
El conjunto de placas va provisto de placas de cierre. Las conexiones están situadas en la placa de cierre delantera o trasera. Las placas del canal son acanaladas para mejorar el diseño de transferencia térmica.



#### Datos necesarios para la preparación del presupuesto

Para que el representante de Alfa Laval pueda preparar un presupuesto específico, las solicitudes deben ir acompañadas de los datos siguientes:

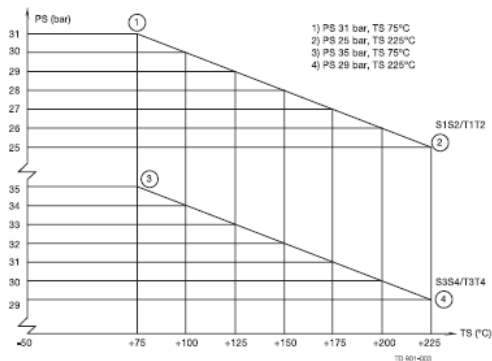
- Caudales o carga térmica precisa
- Programa de temperaturas
- Propiedades físicas de los líquidos en cuestión
- Presión de funcionamiento deseada
- Caída de presión máxima permitida



Principio de circulación en un intercambiador de calor de placas AlfaNova



Gráfico (AlfaNova HP 27) de presión / temperatura con homologación CE



Datos estándar

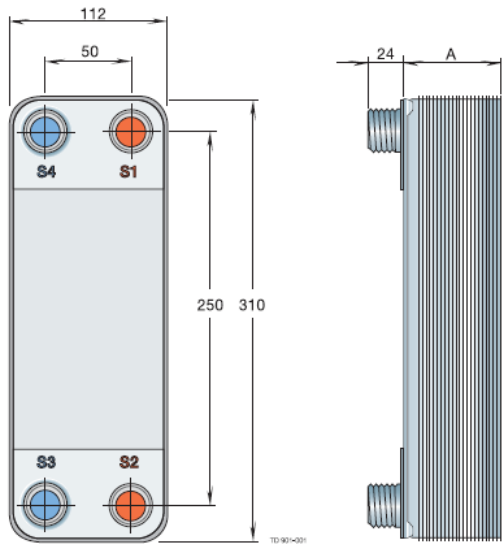
Temperatura de funcionamiento mín.	-50°C
Temperatura de funcionamiento máx.	Véase el gráfico
Presión de funcionamiento mín.	Vacío
Presión de funcionamiento máx.	Véase el gráfico
Volumen por canal, litros	0.05
Caudal máx. *)	7.5 m³/h

\*) Agua a 5 m/s (velocidad de conexión)

Materiales estándar

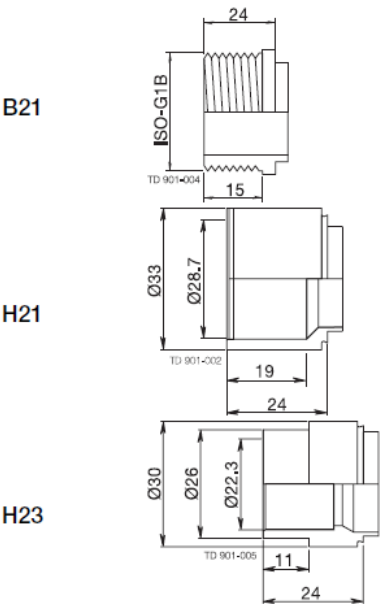
Placas de cierre	Acero inoxidable AISI 316
Conexiones	Acero inoxidable AISI 316
Placas	Acero inoxidable AISI 316
Aportación AlfaFusion	Acero inoxidable AISI 316

Dimensiones estándar (mm)



A = 14 + n x 2.4  
Peso kg: 1.5 + n x 0.13 con pies  
(n = número de placas)  
Medidas en mm

Conexiones estándar



#### 14.4.4 Caldera de condensación

### CERAPUREXCELLENCE, máxima potencia para las mayores exigencias

La nueva CerapurExcellence ofrece gracias a su elevada potencia de 42 kW un gran confort en agua caliente, o lo que es lo mismo 24,1 l/min. en un tamaño compacto.

Es capaz de suministrar agua caliente a dos duchas sin restricciones y con una excelente estabilidad de temperatura.

Amplia gama de modelos mixtos de microacumulación y QuickTap en potencias de 30/32 kW, 30/37 kW y 30/42 kW (calefacción / a.c.s.) y sólo calefacción un modelo de 30 kW.

Gracias a la sofisticada electrónica Bosch Heatronic 3, la caldera CerapurExcellence proporciona tres formas de funcionamiento según la necesidad:

- ▶ **En la posición confort**, el aparato acumula permanentemente energía en su intercambiador de 50 kW y suministra agua caliente en cualquier momento a temperatura constante.
- ▶ **En la posición ECO**, está activado el sistema QuickTap que ofrece el máximo confort con el mínimo consumo en el momento deseado.
- ▶ **Reloj programador** que permite la conmutación entre las posiciones anteriores.

Además, el display indica mediante una letra y un número, dónde se encuentra el problema en caso de una eventual avería.

La CerapurExcellence es fácil de instalar gracias a su plantilla metálica de montaje, incluida en el embalaje de la caldera.

#### Interior CERAPUREXCELLENCE

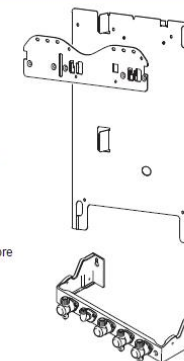


#### Facilidades de instalación

##### Plantilla

La nueva CerapurExcellence dispone de una plantilla metálica de montaje para facilitar su instalación.

Esto unido a una distancia libre hasta la pared de 120 mm. posibilita realizar sin problemas todas las conexiones en su interior.



**CERAPUREXCELLENCE**  
Potencia de hasta 42 kW para un mayor confort en agua caliente.

#### CERAPUREXCELLENCE

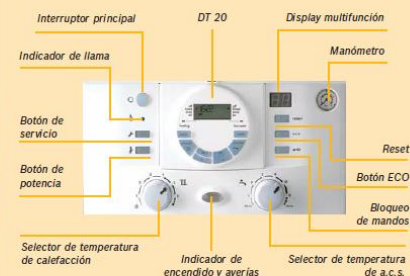
- Modelos de 30 kW en calefacción y 32kW, 37 kW y 42 kW en agua caliente.
- Microacumulación y sistema QuickTap.
- Programador digital semanal para calefacción y agua caliente integrado en el frontal de la caldera.
- Multidisplay con indicación de códigos de averías.
- Compatibilidad con nueva gama de controladores.
- Electrónica Bosch Heatronic 3.
- Compatibilidad con los sistemas solares.
- Dimensiones compactas (alto x ancho x fondo): 760 x 440 x 360 mm.



#### Mandos CERAPUREXCELLENCE

##### DT 20

La nueva CerapurExcellence incorpora en el frontal un programador digital de calefacción y agua caliente.





## Sistemas de evacuación

Si en una instalación de calefacción es importante seleccionar adecuadamente la caldera, también lo es la correcta elección de los accesorios de evacuación de los productos de la combustión.

En la siguiente tabla se pueden encontrar las distancias máximas de evacuación para cada una de las nuevas calderas de condensación de Junkers que le permitirán adecuar su instalación a cualquier necesidad.

	Modelo	Ø 60/100				Ø 80/125			
		Horizontal		Vertical		Horizontal		Vertical	
		Nº de codos de 90º	Distancia máxima	Nº de codos de 90º	Distancia máxima	Nº de codos de 90º	Distancia máxima	Nº de codos de 90º	Distancia máxima
Cerapur	ZWB 25-2C	1	5 m	0	6 m	1	13 m	0	15 m
CerapurComfort	ZWBC 25-2C	2	3 m	2	2 m	2	11 m	2	11 m
	ZWBC 30-2C	3	-	-	-	3	9 m	-	-
CerapurExcellence	ZWBE 32-2A	1	7 m	0	8 m	1	16 m	0	16 m
		2	5 m	2	4 m	2	14 m	2	12 m
		3	3 m	-	-	3	12 m	-	-
	ZWBE 37-2A	1	3 m	0	6 m	1	15 m	0	16 m
		2	-	2	2 m	2	13 m	2	12 m
		3	-	-	-	3	11 m	-	-
	ZWBE 42-2A	1	2,6 m	0	4,9 m	1	12,5 m	0	16 m
		2	-	2	-	2	10,5 m	2	12 m
		3	-	-	-	3	8,5 m	-	-
	CerapurExcellence (sólo calefacción)	ZSBE 30-2A	1	7 m	0	8 m	1	16 m	0
2			5 m	2	4 m	2	14 m	2	12 m
3			3 m	-	-	3	12 m	-	-
CerapurAcu	ZWSB 28-3A	1	4 m	0	6 m	1	15 m	0	17 m
		2	2 m	2	2 m	2	13 m	2	13 m
		3	-	-	-	3	11 m	-	9 m

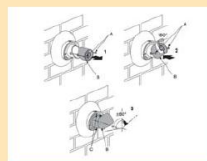
### Accesorios de evacuación

Junkers presenta en este catálogo la gama más completa de accesorios de evacuación correspondiente a su nueva gama de calderas murales de condensación.



**Accesorio universal de evacuación AZB 916 de diámetro 60/100.**  
Fabricado especialmente para resistir el paso del tiempo permaneciendo como el primer día.

Con el nuevo terminal orientable, gracias a que tenemos la posibilidad de cambiar la orientación del tubo del conducto de evacuación de gases 45°, podemos reducir el impacto visual sobre la fachada de nuestros edificios en la mayoría de los casos, sin duda otra ventaja más de la nueva gama de calderas murales de condensación de Junkers.



## Accesorios de evacuación

### Accesorios de evacuación para calderas de condensación

	Modelo	Diámetro (Ø)	Descripción		Modelo	Diámetro (Ø)	Descripción
	AZB 916	60/100	Kit salida horizontal (telescópica)		AZB 604/1	80/125	Prolongación 500 mm.
	AZB 908	60/100	Prolongación 1.000 mm.		AZB 605/1	80/125	Prolongación 1.000 mm.
	AZB 909	60/100	Prolongación 500 mm.		AZB 606/1	80/125	Prolongación 2.000 mm.
	AZB 910	60/100	Codo de 90°		AZB 607/1	80/125	Codo de 90°
	AZB 911	60/100	Codo de 45°		AZB 608/1	80/125	Codo de 45°
	AZB 917	60/100	Kit salida vertical salida a tejado negro		AZB 609/1	80/125	Adaptación a 80/125 con toma de análisis
	AZB 918	80/125	Kit salida horizontal		AZB 602	80/125	Kit salida horizontal
	AZB 919	80/125	Kit salida vertical salida a tejado negro		AZB 603	80/125	Accesorio conexión doble flujo
	AZB 920	60/100	Adaptación a 60/100 con toma de análisis		AZB 601/2	80/125	Kit salida universal vertical salida a tejado
					AZB 603	80/125	Prolongación de 250 mm. con abertura de control

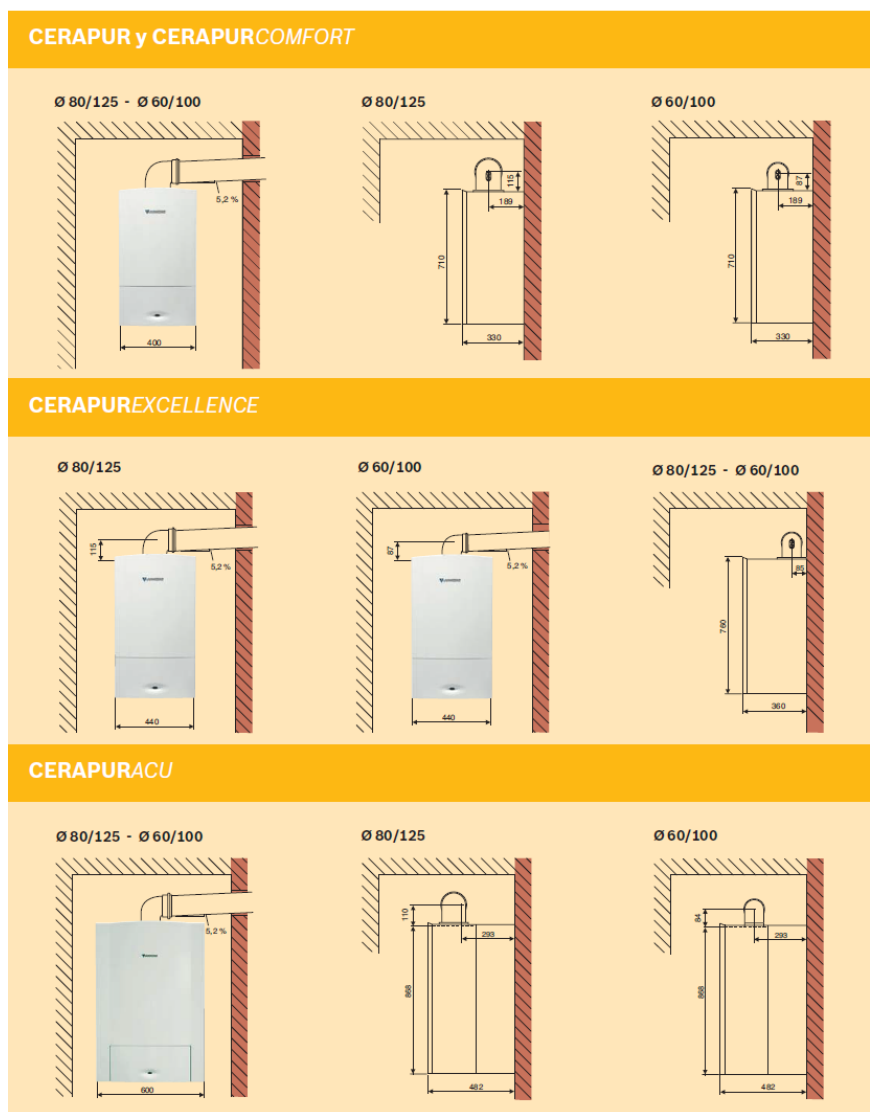
### Accesorios de evacuación de diámetro Ø 80

	Modelo	Diámetro (Ø)	Descripción
	AZB 610	80	Prolongación 500 mm.
	AZB 611	80	Prolongación 1.000 mm.
	AZB 612	80	Prolongación 2.000 mm.
	AZB 661	80	Codo de 15°
	AZB 662	80	Codo de 30°
	AZB 620	80	Codo de 45°
	AZB 619	80	Codo de 90°

### Accesorios para la admisión de diámetro Ø 80

	Modelo	Diámetro (Ø)	Descripción
	AZB 922	80/125	Adaptación con tomas para análisis de combustión
	AZ 278	80	Codo de 90°
	AZ 279	80	Codo de 45°
	AZ 280	80	Prolongación 500 mm.
	AZ 281	80	Prolongación 1.000 mm.
	AZ 282	80	Prolongación 2.000 mm.

## Dimensiones



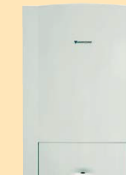
## Aparatos de regulación y control

La nueva generación de aparatos de regulación y control de Junkers abre una nueva era en el mundo de la regulación, gracias a su conexión vía BUS, sofisticadas funciones de optimización solar, detección automática de componentes

de la instalación facilitando la puesta en marcha de la misma,... Con los nuevos aparatos de regulación se puede resolver cualquier necesidad.

	<b>FW 100</b>	Termostato y programador digital semanal y diario, modulante, con sonda de temperatura exterior ideal para sacar el máximo rendimiento de su instalación combinado con las nuevas calderas de condensación. Posibilidad de instalación en el frontal de la caldera.
	<b>FR 100</b>	Termostato y programador digital semanal y diario, modulante, display retroiluminado durante su manipulación, 3 ajustes de temperaturas posibles, indicador de códigos de averías y códigos de servicio, fácil manipulación.
	<b>FR 10</b>	Termostato digital modulante con visualización de la temperatura ambiente, compatible con programadores incrustables en caldera como el DT 10 o el DT 20, y código de error en caso de fallo.
	<b>DT 10</b>	Reloj digital con programador semanal de calefacción.
	<b>DT 20</b>	Reloj digital con programador semanal para los servicios de calefacción y agua caliente, con posibilidad de selección de la función ECO-CONFORT, de serie en las gamas CerapurComfort y CerapurExcellence.
	<b>MT 10</b>	Reloj analógico con programador diario de agua caliente que permite seleccionar los modos ECO o CONFORT en la caldera.
	<b>ISM 1</b>	El nuevo módulo de optimización solar permite gracias a un algoritmo patentado por Junkers estimar la ganancia solar en cada momento, para a partir de ahí reducir la temperatura de consigna del acumulador, ya que la energía proveniente de los paneles solares se encarga de aportar el resto de energía.
	<b>TR 21</b>	Termostato de ambiente 3 hilos (24 V).
	<b>TR 12</b>	Termostato de ambiente (220 V).
	<b>TRZ 12-2</b>	Termostato y programador digital semanal (220 V).
	<b>TR 15 RF</b>	Termostato y programador digital (semanal) inalámbrico (220 V).
	<b>TR 15 RFT</b>	Termostato y programador digital (semanal) inalámbrico con mando telefónico incorporado.

## Datos Técnicos



	Cerapur	CerapurComfort		CerapurExcellence			CerapurExcellence (sólo calefacción)	CerapurAcu
MODELO	ZWB 25-2C	ZWBC 25-2C	ZWBC 30-2C	ZWBE 32-2A	ZWBE 37-2A	ZWBE 42-2A	ZSBE 30-2A	ZWSB 28-3A
Datos de calefacción								
Potencia útil (kW)	25	25	25	30	30	30	30	24
Presión max. circuito (bar)	3	3	3	3	3	3	3	3
Capacidad vaso de expansión (l.)	6	6	6	10	10	10	10	8
Rendimiento según Dir 92/42 CEE	****	****	****	****	****	****	****	****
Datos de a.c.s.								
Método de producción	Instantánea con QuickTap	Microacumulación con sistema QuickTap		Microacumulación con sistema QuickTap			Acumulador externo	Depósito acumulador de 42 litros
Potencia útil (kW)	25	25	30	32	37	42		28
Caudal específico $\Delta T=25^{\circ}\text{C}$ (l./min.)	14,3	14,3	17,2	18,3	21,2	24,1		21
Confort a.c.s. según prEN 13.203	**	***	***	***	***	***		***
Peso (kg.)	39,5	39,5	39,5	48,5	48,5	48,5	48,5	65
Dimensiones (alto x ancho x fondo mm.)	710 x 400 x 330	710 x 400 x 330	710 x 400 x 330	760 x 440 x 360	760 x 440 x 360	760 x 440 x 360	760 x 440 x 360	890 x 600 x 482
Kit evacuación estándar Ø 60/100	AZB 916	AZB 916	AZB 916	AZB 916	AZB 916	AZB 916	AZB 916	AZB 916
Clase de NOx	5	5	5	5	5	5	5	5
Referencia versión Propano	7 716 010 284	7 716 010 285	7 716 010 286	7 713 331 035	7 713 331 036	7 713 331 037	7 712 331 881	7 716 701 237
Referencia versión Gas Natural	7 716 010 268	7 716 010 269	7 716 010 270	7 713 331 029	7 713 331 030	7 713 331 031	7 712 331 883	7 716 701 213

## Déjese guiar por los expertos en Condensación

### Centros de formación Junkers



### Solicitud de información del Plan de formación y cursos de Junkers:

Tel.: 902 41 00 14  
 Fax: 913 279 865  
 Email: junkers.technica@es.bosch.com  
 Web: www.junkers.es

Junkers ofrece al profesional no sólo productos innovadores sino también servicios de primera calidad. Para apoyar al nuevo mercado de condensación, Junkers presenta el mejor programa de producto, y además asesoría al profesional por parte de sus ingenieros especialistas.

#### ► Plan de formación Junkers

Conscientes de la necesidad de conocimientos sobre nuevos productos y tecnologías, Junkers ofrece un completo Plan de formación. Junkers cuenta con 6 centros de formación en Madrid, Barcelona, Sevilla, Bilbao, Valencia y Santiago de Compostela.

El equipo de expertos ingenieros de Junkers imparten cursos gratuitos a los profesionales de la instalación en 4 áreas formativas: calefacción, agua caliente sanitaria, instalaciones térmicas y energía solar.

En la programación 2008 del Plan de formación Junkers para instaladores se incluye el nuevo curso teórico-práctico de Calderas murales a gas de condensación, cuyo objetivo es presentar la gama Cerapur, el RITE, características y funcionamiento de la tecnología de condensación.

#### ► Apoyo técnico al profesional

El servicio técnico telefónico de Junkers **902 41 00 14**, formado por un equipo de ingenieros, apoya al profesional para resolver sus dudas sobre la nueva gama Cerapur, dando un soporte técnico directo para la instalación de la gama.

#### ► Web y acceso Profesional

En la web **www.junkers.es** se encuentra disponible toda la información actualizada y documentos sobre los productos Junkers, servicios, novedades, eventos y más.

Asimismo, en el acceso exclusivo para profesionales se pueden leer y descargar la información técnica de los productos, cursos de formación, promociones...

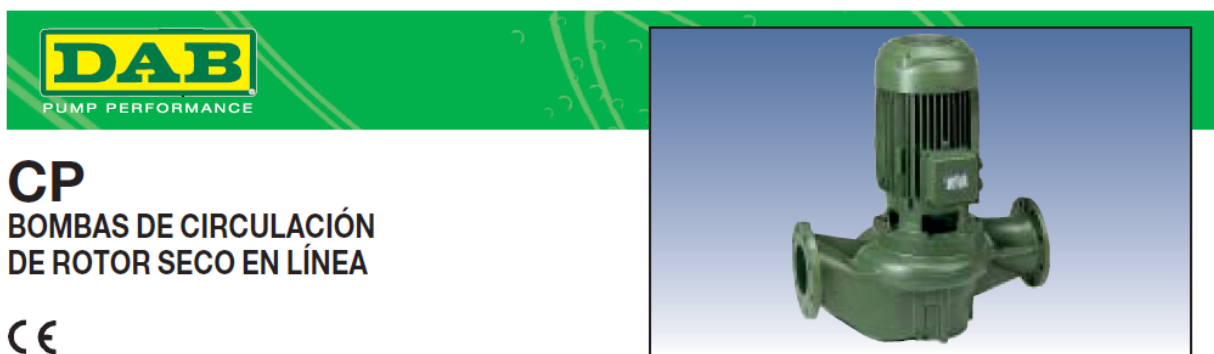
Puede darse de alta en **www.junkers.es** y hacer clic en "Profesional", o a través del **902 100 724**.

Descargue en el acceso Profesional la información sobre las nuevas Cerapur, el folleto comercial y técnico con la gama, sus características, prestaciones, beneficios, datos de instalación... También el folleto para usuario final que explica de manera muy sencilla los beneficios de las nuevas calderas de condensación y los puntos fuerte de la gama Cerapur de Junkers.

#### ► FinanceCalor

Para que todos los usuarios finales puedan disfrutar de la calidad Junkers, ofrézcales el servicio FinanceCalor con el que pueden financiar la nueva gama Cerapur o cualquier otro producto Junkers hasta en 60 meses. Aumente sus ventas y sus beneficios. Consúltelo también en el acceso Profesional de **www.junkers.es**

## 14.4.5 Bombas de impulsión

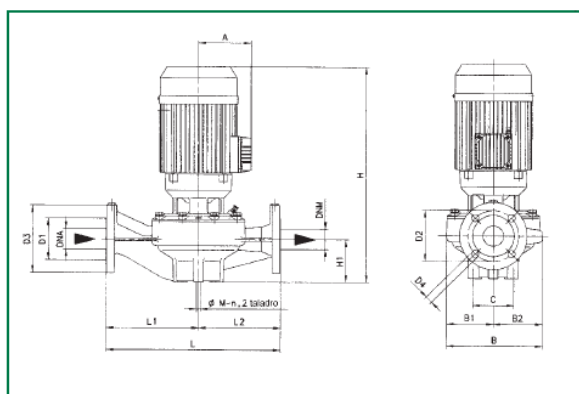


### CP BOMBAS DE CIRCULACIÓN DE ROTOR SECO EN LÍNEA

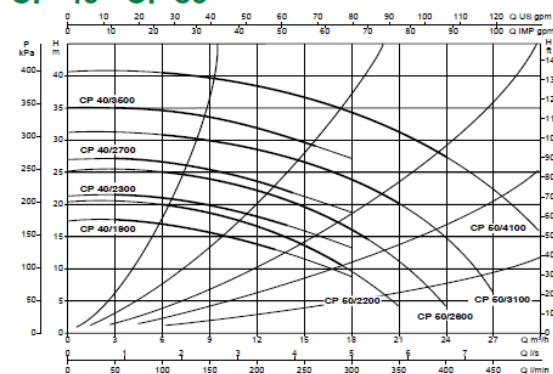


Bombas de circulación en línea, adecuadas para instalaciones civiles e industriales de calefacción, refrigeración y agua caliente para uso sanitario. Cuerpo de la bomba y soporte del motor de hierro fundido. Bidas de aspiración y de impulsión PN 16 con tomas roscadas para montar manómetros de control. Rodete de tecnopolímero y cierre mecánico de carbón/cerámica. Motor trifásico, de cuatro polos, asíncrono con ventilación externa. Para la protección del motor se recomienda el uso de un dispositivo de protección contra sobrecargas que respete las normas vigentes.

**Rango de trabajo:** de 3 a 24 m³/h con altura de elevación de hasta 40 metros.  
**Rango de temperatura del líquido:** de -15°C a +120°C.  
**Características del líquido bombeado:** limpio, sin sustancias sólidas ni abrasivas, no viscoso, no agresivo, no cristalizado y químicamente neutro.  
**Temperatura ambiente máxima:** +40°C  
**Presión máxima de trabajo:** 16 bares (1600 kPa)  
**Grado de protección:** IP 55  
**Clase de aislamiento:** F  
 Contrabridas PN 16 bajo pedido.

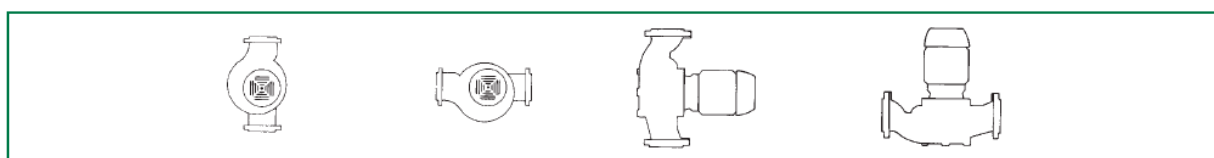


### CP 40 - CP 50



MODELO	TENSIÓN 50 Hz	TIPO MOTOR	N r.p.m.	P1 MAX kW	P2 NOMINAL kW	HP	En A	PESO Kg
CP 40/1900 T	3x230-400 V ~	2 POLOS	2910	1,1	0,75	1	4,5-2,6	41
CP 40/2300 T	3x230-400 V ~	2 POLOS	2870	1,45	1,1	1,5	5,2-3	41
CP 40/2700 T	3x230-400 V ~	2 POLOS	2850	1,89	1,5	2	6,4-3,7	43,5
CP 40/3500 T	3x230-400 V ~	2 POLOS	2880	2,53	2,21	3	9-5,2	48,8
CP 50/2200 T	3x230-400 V ~	2 POLOS	2870	1,42	1,1	1,5	5-2,9	46,6
CP 50/2600 T	3x230-400 V ~	2 POLOS	2860	1,89	1,5	2	6,2-3,6	49,5
CP 50/3100 T	3x230-400 V ~	2 POLOS	2870	2,51	2,2	3	9-5,2	52,8
CP 50/4100 T	3x230-400 V ~	2 POLOS	2910	3,8	4	5,5	7,4	61

Modelo	A	B	B1	B2	C	DNA	DNM	D1	D2	D3	D4	H	H1	L	L1	L2	M
CP 40/1900 T	115	231	118	113	85	40	40	88	110	150	4 agujeros 18x23	453	95	390	200	190	2 agujeros Ø 12
CP 40/2300 T	115	231	118	113	85	40	40	88	110	150		453	95	390	200	190	
CP 40/2700 T	115	231	118	113	85	40	40	88	100	150		453	95	390	200	190	
CP 40/3500 T	118	231	118	113	85	40	40	88	100	150		527	95	390	200	190	
CP 50/2200 T	115	233	120	113	100	50	50	102	125	165		463	105	425	225	200	
CP 50/2600 T	115	233	120	113	100	50	50	102	125	165		463	105	425	225	200	
CP 50/3100 T	118	233	120	113	100	50	50	102	125	165		537	105	425	225	200	
CP 50/4100 T	130	233	120	113	100	50	50	102	125	165		537	105	425	225	200	



Instalación: con el motor en posición horizontal o vertical siempre que esté situado sobre la bomba.

# [ PFC: DISEÑO DE UNA INSTALACIÓN SOLAR TÉRMICA CON APLICACIONES DE ACS, CALEFACCIÓN Y CLIMATIZACIÓN PARA UN EDIFICIO SITUADO EN SEGOVIA. ]

15	REFERENCIAS	329
15.1	Referencias bibliográficas	329
15.2	Referencias de páginas webs	331



## 15 REFERENCIAS

### 15.1 Referencias bibliográficas

1. **Artículo: Transferencia de calor en colectores solares planos, considerando velocidad y dirección del viento.** Rodríguez M.C., Rodríguez P.A., Salgado R., Venegas M., Lecuona A.; Proceedings XIV Congreso Ibérico y IX Congreso Iberoamericano de Energía Solar. Vigo, Galicia España 2008, p 407-412, ISBN978-84-612-4470-6.
2. **Solar Technologies for buildings.** Ursula Eicker. University of Applied Sciences, Stuttgart, Germany.
3. **Norma UNE 100001 – Climatización.** “*Condiciones climáticas para proyectos*”.
4. **Norma UNE 100014 – Climatización.** “*Bases para el proyecto. Condiciones exteriores de cálculo*”.
5. **Guía técnica. Condiciones climáticas exteriores de proyecto.** Editorial: IDAE. Incluido en la serie: “Ahorro y eficiencia energética en Climatización”. (Junio 2010).
6. **Norma UNE 100155. Climatización.** “*Diseño y cálculo de sistemas de expansión*”.
7. **Norma UNE 100156 IN. Climatización.** “*Dilatadores. Criterios de diseño*”.
8. **Norma UNE-EN 1057:2007+A1.** “*Cobre y aleaciones de cobre. Tubos redondos de cobre, sin soldadura, para agua y gas en aplicaciones sanitarias y de calefacción*”.
9. **Norma UNE-EN 139779:2005.**
10. **Documento Básico HE. Ahorro de energía.** Marzo 2006.
11. **Norma básica NEB-CT-79, sobre condiciones térmicas en los edificios.**
12. **Pliego de Condiciones Técnicas de Instalaciones de Baja Temperatura.** (Instalaciones de Energía Solar Térmica).
13. **Guía ASIT de la Energía Solar Térmica.** Septiembre 2009.
14. **Catálogo de elementos constructivos del CTE.** Mayo 2008.
15. **Reglamento de Instalaciones Térmicas en los Edificios (RITE).** Versión 31/07/2006.
16. **Documentos Técnicos de Instalaciones en la Edificación (DTIE 1.01):** “*Preparación de Agua Caliente para usos sanitarios*”. Edición ATECYR.
17. **Documentos Técnicos de Instalaciones en la Edificación (DTIE 8.03):** “*Instalaciones solares térmicas para producción de Agua Caliente Sanitaria*”. Edición ATECYR.
18. **ROADMAP 2050.** “*A practical guide to a prosperous, low-carbon Europe*”.
19. **Intercambiadores de calor de placas (2002).** Marcelo Izquierdo Millán. Apuntes de la asignatura Ingeniería Térmica y de Fluidos.
20. **Sistemas térmicos de energía solar para la producción de calor y frío (2005).** Marcelo Izquierdo Millán. Apuntes de la asignatura de energías renovables. Capítulo 3. El colector plano de energía solar.
21. **Fundamentos de Transferencia de Calor.** Frank P. Incropera y David P. DeWitt. Editorial Pearson Educación. (Cuarta Edición).
22. Haefeli,P.; Laehal,B.;Weber,Wi. (J998).Experiences with Green Roof in Switzerland. Environmentally Friendly Cities. PLEA 98. Lisboa. Portugal.
23. Givoni, B. (1997). Climate Considerations in Building and Urban Design. Van Nostrand Reinhold. New York.
24. **Artículo: “The ecological roof as material of construction”.** María Machado (Instituto de Investigaciones de la Facultad de Arquitectura. Universidad del Zulia, VENEZUELA), Celina Brito y

Javier Neila (Dpto. de Construcción y Tecnología Arquitectónica. E.T.S. de Arquitectura. U.P.M., ESPAÑA). Fecha: 6-10-99.

25. **Apuntes de Calor y frío.** Mercedes de Vega Blázquez. (Dpto. de ingeniería térmica y de fluidos. Universidad Carlos III de Madrid).
26. **Apuntes de mecánica de fluidos.** Carlos Martínez Bazán, Inmaculada Iglesias Estradé y Antonio Luis Sánchez Pérez. Universidad Carlos III de Madrid.
27. **Apuntes de Ingeniería Ambiental:** “Análisis económico de proyectos energéticos. Introducción a la Termoeconomía”. Antonio Lecuona Neuman (Dpto. de Ingeniería Térmica y de Fluidos, Universidad Carlos III de Madrid), Esther Palacios Alonso (Universidad Politécnica de Madrid) y José Antonio Alfaro Martínez (Universidad Carlos III de Madrid).
28. **Apuntes de Ingeniería Ambiental:** “La contaminación Atmosférica, fuentes y fenómenos”. Antonio Lecuona Neuman (Dpto. de Ingeniería Térmica y de Fluidos, Universidad Carlos III de Madrid).
29. **Apuntes de Ingeniería Energética.** Energía y Sociedad. Antonio Lecuona Neuman. Universidad Carlos III de Madrid. Dpto. de Ingeniería Térmica y de Fluidos.
30. **Artículo: “Life Cycle Analysis of a Thermal Solar Installation at a Rural House in Valladolid (Spain).** F.J. Rey –Martínez, E. Velasco-Gómez, J. Martín-Gil, L.M. Navas Gracia, and S. Hernández Navarro. (Universidad de Valladolid).
31. **International Steam Tables.** Properties of water and Steam Based on the Industrial Formulation IATWS-1F97. Editorial Springer. Second Edition.
32. **La energía en España (2009).** Publicación del Ministerio de Industria, Comercio y Turismo.
33. **Análisis Global y Sectorial de la evolución del consumo y de la intensidad energética en España.** Comparación a nivel europeo. 2009, Boletín electrónico del IDAE.
34. Robinson, A B; Robinson, N. E. & Soon, W. 2007. “*Environmental Effects of Increased Atmospheric Carbon Dioxide*”. Journal of American Physicians and Surgeons 12: 79-96.
35. **REAL DECRETO 865/2003**, de 4 de julio, por el que se establecen los criterios higiénico-sanitarios para la prevención y control de la legionelosis.
36. **Guía técnica de agua caliente sanitaria central.** Ahorro y eficiencia energética de climatización. IDAE.
37. **Curso de proyectista en instalaciones de energía solar a baja temperatura.** Colegio Oficial de Ingenieros Industriales de Madrid. (Sept 2004).
38. **Guía Técnica: Condiciones climáticas exteriores de proyecto.** Ahorro y eficiencia energética en climatización. IDAE.

## 15.2 Referencias de páginas webs

- A. Diseño de componentes: <http://www.termica.cursodeformaciongratis.com/dimensionado-del-vaso-de-expansion.html>
- B. Cálculo de pérdidas en tuberías: [http://www.miliarium.com/prontuario/MedioAmbiente/Aguas/PerdidaCarga.htm#Darcy-Weisbach %281875%29](http://www.miliarium.com/prontuario/MedioAmbiente/Aguas/PerdidaCarga.htm#Darcy-Weisbach%281875%29)
- C. Diversas consultas: <http://www.solarweb.net/forosolar/solar-termica/>
- D. <http://www.energiza.org/energizadiciembre2010.html>
- E. Ejemplos de cubiertas ajardinadas: <http://www.texasynthetics.com/es/sis.asp?m=13113&sid=1213#>
- F. <http://informesdelaconstruccion.revistas.csic.es/index.php/informesdelaconstruccion/article/view/705/790>
- G. Instituto nacional de estadística: [http://www.ine.es/inebmenu/mnu\\_energia.htm](http://www.ine.es/inebmenu/mnu_energia.htm)
- H. Ministerio de Industria, Turismo y Comercio: <http://www.mityc.es/energia/balances/Balances/Paginas/Balances.aspx>
- I. Comisión Nacional de la Energía: <http://www.cne.es/cne/Home>
- J. Instituto para la Diversificación y Ahorro de la energía: <http://www.idae.es/>
- K. Paneles de techo y pared radiantes: <http://www.rdz.it/index.php?lang=3>
- L. Manuales técnicos de componentes: <http://www.salvadorescoda.com/>
- M. Rendimientos de calderas de condensación: <http://www.idae.es/Calderas/Consulta.aspx>
- N. Propiedades del aire: <http://www.mhtl.uwaterloo.ca/old/onlinetools/airprop/airprop.html>
- O. Información varia: <http://es.wikipedia.org/wiki/Wikipedia:Portada>
- P. Temperatura global: <http://www.temperaturaglobal.com/>
- Q. Cambio climático: <http://www.cambio-climatico.com>
- R. Efecto del CO<sub>2</sub>: <http://www.atmosfera.cl/HTML/TEMAS/CALENTAMIENTO/calen6.HTM>
- S. Solar Decathlon Europe: [http://2010.sdeurope.org/competicion\\_casas\\_menu.htm](http://2010.sdeurope.org/competicion_casas_menu.htm)
- T. Arquitectura bioclimática: <http://www.sitiosolar.com/La%20arquitectura%20bioclimatica.htm>
- U. Legionelosis: <http://www.alisandesinfecciones.com/contenido.php?lang=es&seccion=5&familia=5&servicio=8>
- V. Disipador de calor en el circuito primario: [http://www.salvadorescoda.com/tecnico/solar/animacion\\_instalacion.swf](http://www.salvadorescoda.com/tecnico/solar/animacion_instalacion.swf)



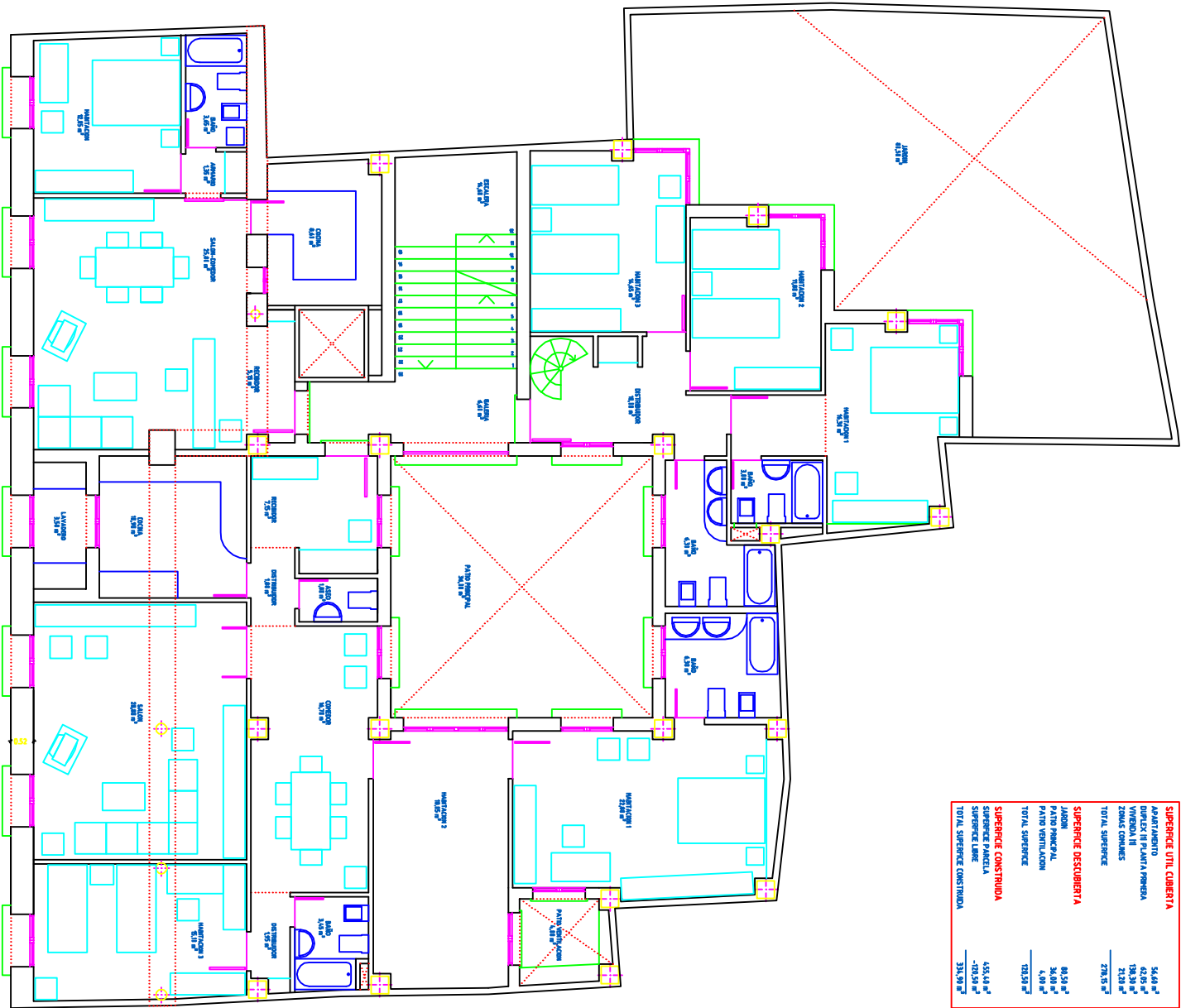








SUPERFICIE UTIL CUBIERTA	
APARTAMENTO	54.48 m <sup>2</sup>
QUINTEX II PLANTA PRIMERA	62.95 m <sup>2</sup>
VIVIENDA TI	126.39 m <sup>2</sup>
ZONAS COMUNES	23.09 m <sup>2</sup>
TOTAL SUPERFICIE	278.95 m <sup>2</sup>
SUPERFICIE DESCUBIERTA	
JARDIN	86.59 m <sup>2</sup>
PATIO PRINCIPAL	36.88 m <sup>2</sup>
PATIO VENTILACION	4.89 m <sup>2</sup>
TOTAL SUPERFICIE	128.36 m <sup>2</sup>
SUPERFICIE CONSTRUIDA	
SUPERFICIE PARCELA	455.44 m <sup>2</sup>
SUPERFICIE LIBRE	-128.36 m <sup>2</sup>
TOTAL SUPERFICIE CONSTRUIDA	327.08 m <sup>2</sup>



EDIFICIO DE VIVIENDAS EN CICUÑA, 10

PROYECTO  
BASICO

PROYECTANTE  
FERRERIAS  
REGLADO SDE, S.L.

ENDUZAMIENTO

PLANO DE:

USOS Y SUPERFICIES PLANTA PRIMERA

PROYECTISTA  
FERRERIAS

ESTRILLA

2.1

AMBITO DE TRABAJO

AMBITO DE TRABAJO

ESCALA

1:50

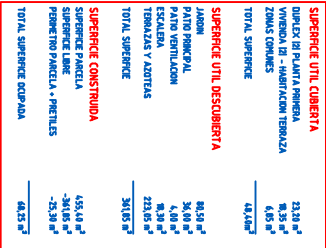
FECHA

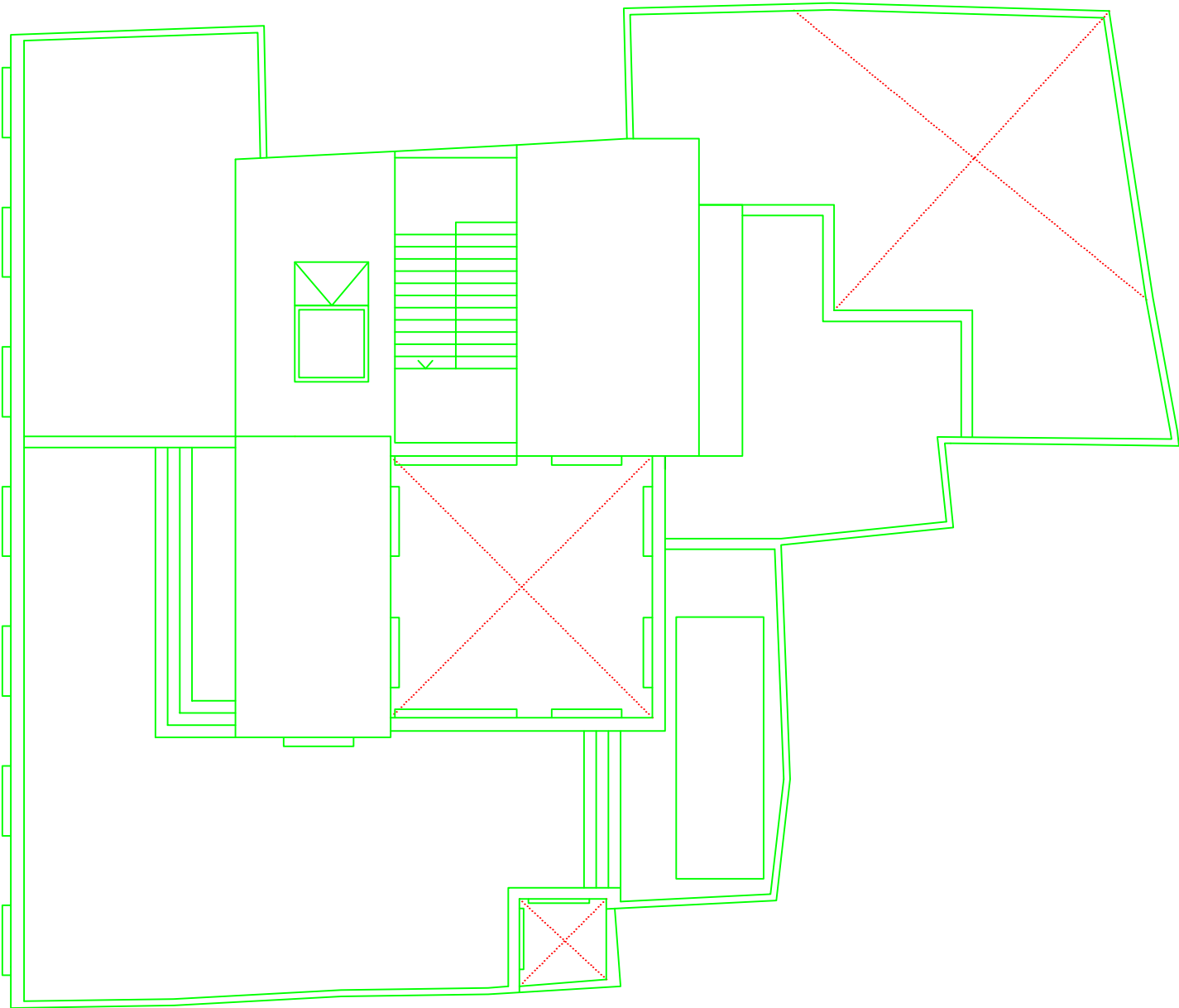
2023-11-15

REVISOR

2023-11-15







SUPERFICIE UTIL. CUBIERTA	
LOCAL COMERCIAL 1	92.70 m²
LOCAL COMERCIAL 2	45.65 m²
DEPOR. EX. III	53.79 m²
DEPOR. EX. III	65.44 m²
APARTAMENTO	54.44 m²
VIVIENDA IV	58.58 m²
VIVIENDA III	29.09 m²
TOTAL SUPERFICIE	765.90 m²
SUPERFICIE UTIL. DESCUBIERTA	
PATIO PRINCIPAL	44.50 m²
PATIO VENTILACION	34.40 m²
ESCALERA	4.40 m²
TERRAZAS Y AZOTEAS	18.39 m²
TOTAL SUPERFICIE	223.65 m²
341.65 m²	
OCCUPACION MAXIMA	
SUPERFICIE PANTALLA	455.44 m²
SUPERFICIE MENOS PANTALLA CRUIA 8.50 m²	354.64 m²
SUPERFICIE LIMITE = 35% DE 344.64	-123.64 m²
TOTAL SUPERFICIE OCUPADA PERMITIDA	342.00 m²
TOTAL SUPERFICIE OCUPADA EN PROYECTO	358.90 m²
SUPERFICIE CONSTRUIDA	
PLANTA BAJA	338.90 m²
PLANTA PRIMERA	35.44 m²
PLANTA SEGUNDA	35.44 m²
PLANTA TERCERA I = 342.00 - 35% = 48.44 m²	48.45 m²
TOTAL SUP. CONSTRUIDA EN PROYECTO	749.55 m²
TOTAL SUP. CONSTRUIDA ESTADO ACTUAL	1473.50 m²

EDIFICIO DE VIVIENDAS EN CUCUNA, 10

PROYECTO BASICO

ENDUZAMIENTO

SECCION 1

PROYECTANTE: FERRERES

PROYECTANTE: AMELIO DOMINGUEZ ALVAREZ

PROYECTANTE: AMELIO DOMINGUEZ ALVAREZ

PLANO DE: USOS Y SUPERFICIES PLANTA DE CUBIERTAS I

ESTADO: 2.4

PROYECTANTE: FERRERES

PROYECTANTE: AMELIO DOMINGUEZ ALVAREZ

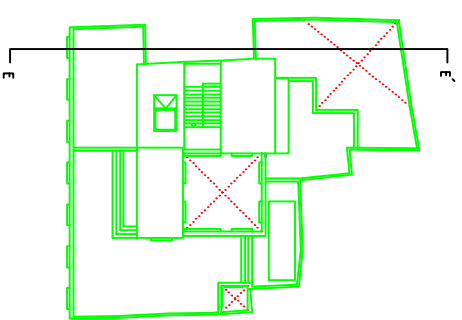
PROYECTANTE: AMELIO DOMINGUEZ ALVAREZ

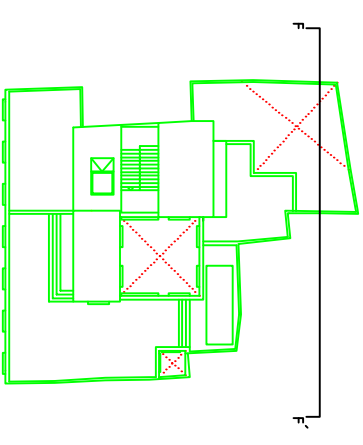
ESTADO: 2.4

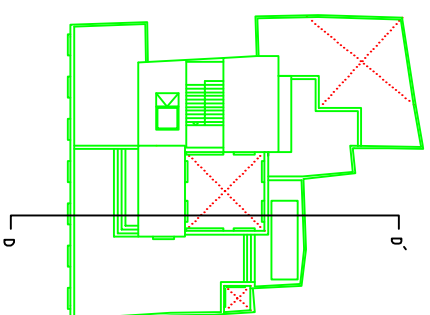
ESTADO: 2.4

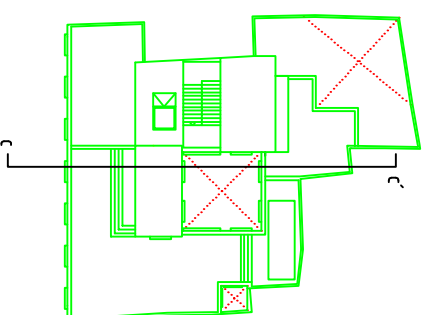
ESTADO: 2.4

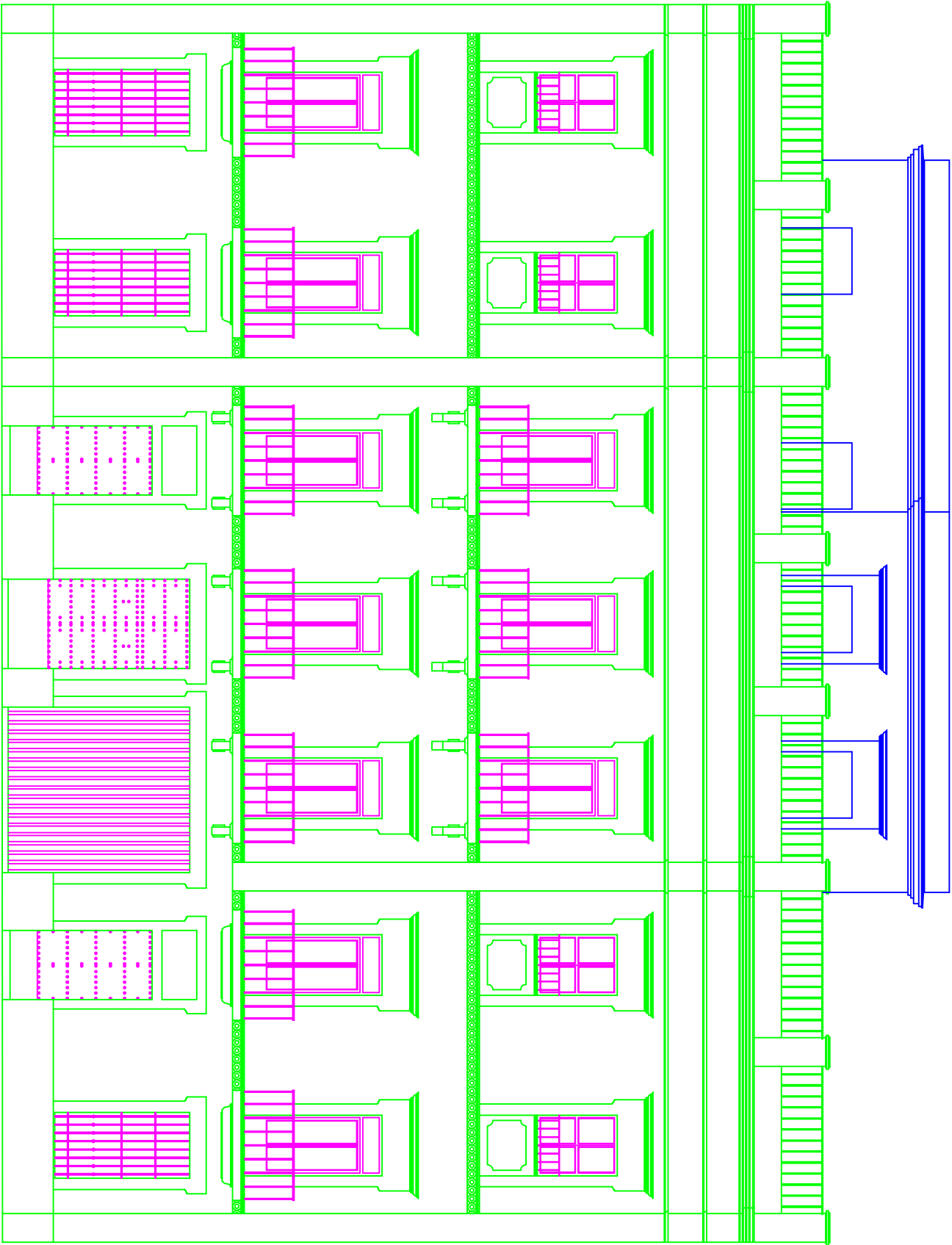


[illegible]

[illegible]

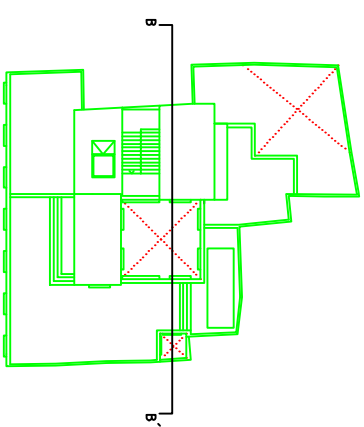
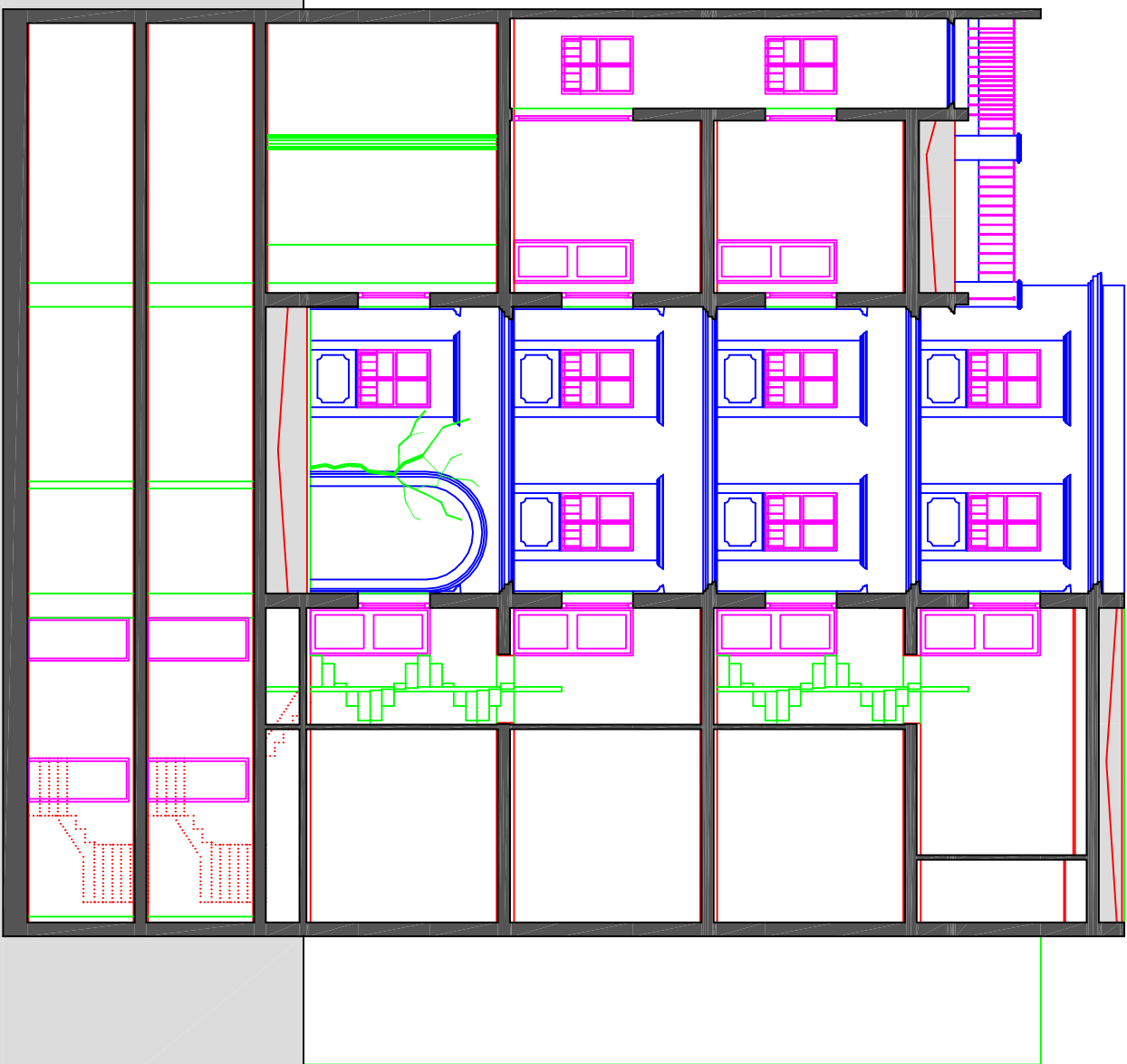
[illegible]

[illegible]



# EDIFICIO DE VIVIENDAS EN C/CUNA, 10

PROYECTO		SEVILLA	
BASICO		ALZADO PRINCIPAL	
PROPIETARIO	ARQUITECTO	ARQUITECTO TECNICO	ESCALA
PRODUCCIONES	AURELIO DOMINGUEZ ALVAREZ	MARCOS DOMINGUEZ PACHICO	150
ROLANDO GONZALEZ S.L.		LUIS DOMINGUEZ ALVAREZ	IN PLANO
			JUNIO 2006



EDIFICIO DE VIVIENDAS EN CUCUNA, 10			
PROYECTO		SECCIÓN	
BÁSICO		3.8	
PROYECTANTE		ESCALA	
ARQUITECTO		1:50	
PROYECTANTE		FECHA	
ARQUITECTO		2008-2011	
PROYECTANTE		SECCIÓN	
ARQUITECTO		3.8	
PROYECTANTE		ESCALA	
ARQUITECTO		1:50	
PROYECTANTE		FECHA	
ARQUITECTO		2008-2011	

